



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**STANOVENÍ DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ ZPĚTNÉHO
VENTILU**

DETERMINATION OF CHECK VALVE DYNAMIC PROPERTIES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Dolníček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Daniel Himr, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Petr Dolníček**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Daniel Himr, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Stanovení dynamických vlastností zpětného ventilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student se seznámí se zpětnými ventily, jejich konstrukcí a důvody jejich použití v hydraulických systémech. Chování kuželky zpětného ventilu je přímo ovlivňováno proudící kapalinou.

Cíle diplomové práce:

- Popsat problematiku zpětných ventilů/klapek,
- odvodit pohybovou rovnici kuželky s uvážením vlivu kapaliny,
- provést CFD simulace a stanovit neznámé koeficienty pohybové rovnice,
- stanovit funkční závislosti přídatných účinků kapaliny.

Seznam doporučené literatury:

Kohut, V.: Stanovení tuhosti, tlumení a přídatné hmotnosti tenké kapalinové vrstvy v těsnící spáře. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012, vedoucí diplomové práce Vladimír Habán.

Brdička, M., Samek, L., Sopko, B.: Mechanika kontinua, Akademia, 2000, ISBN 80-200-0772-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Jedním z cílů této diplomové práce je vytvořit přehled o nejpoužívanějších konstrukcích zpětných armatur. Tyto armatury mají své statické a dynamické vlastnosti. Jednou z dynamických vlastností je kmitání uzavírací kuželky ventilu, vlivem kterého pak vznikají takzvané přídavné účinky kapaliny. Tato práce se zabývá jejich vysvětlením a způsobem výpočtu.

ABSTRACT

One of the objectives of the master's thesis is to summarize types of most used check valves and their constructions. These check valves have specific static and dynamic properties. One of dynamic properties is vibration of closing member of lift check valve. Due to these vibrations, the added effects of fluid may result. This thesis deals with explanation and computation of these added effects.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zpětné ventily, přídavné účinky kapaliny, kmitání tělesa v kapalině, pohybová rovnice, dynamické vlastnosti ventilu, výpočtové modelování proudění.

KEYWORDS

Check valves, added effects of fluid, mass vibrations in fluid, equation of motion, dynamic properties of check valve, computational fluid dynamics.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOLNÍČEK, P. *Stanovení dynamických vlastností zpětného ventilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Daniel Himr, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „*Stanovení dynamických vlastností zpětného ventilu*” tvořil samostatně po konzultacích a s využitím odborné literatury.

V Brně dne 26. 5. 2017

.....
Petr Dolníček

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat celému učitelskému sboru na odboru fluidního inženýrství za cenné rady a poznatky během studia. Zejména bych pak chtěl poděkovat svému vedoucímu Ing. Danielu Himrovi, Ph.D. za konzultace a odbornou pomoc při vypracování této diplomové práce. Dále bych také poděkoval rodině a přátelům, kteří mi byli po celou dobu studia podporou.

OBSAH

1	Úvod.....	15
2	Zpětné armatury	15
2.1	Zpětné ventily	15
2.1.1	Kuličkový	16
2.1.2	Pístový	17
2.1.3	Diskový	18
2.2	Zpětné klapky	19
2.2.1	Zavěšená	19
2.2.2	Naklápěcí.....	20
2.2.3	Motýlová	21
2.3	Ostatní zpětné armatury.....	22
2.3.1	Membránový zpětný ventil.....	22
2.3.2	„Duckbill“	23
2.4	Terminologie	23
3	Odvození pohybové rovnice.....	25
3.1	Síla kapaliny na těleso.....	25
3.2	Těleso kmitající v uzavřeném objemu kapaliny	27
3.3	Těleso kmitající v proudu kapaliny	29
3.3.1	Počáteční a okrajové podmínky	30
3.3.2	Pohybová rovnice	33
4	Zadání výpočtu.....	35
5	Výpočet přídatných účinků.....	36
5.1	Model zpětného ventilu	36
5.2	Vytvoření geometrie.....	37
5.3	Výpočetní síť	38
5.4	Nastavení pro výpočet.....	39
5.5	Výpočty v Excel	47
5.5.1	Fourierova transformace.....	48
5.5.2	Metoda nejmenších čtverců.....	49
5.5.3	Určení přídatných účinků	50
6	Výsledky	53
6.1	Otevření na 25 %	53
6.2	Otevření na 50 %	54
6.3	Otevření na 75 %	55
6.4	Plné otevření	56
6.5	Shrnutí výsledků.....	57
7	Diskuze k výsledkům	58
8	Závěr.....	60
	Seznam použitých symbolů	62
	Seznam obrázků	64
	Seznam tabulek.....	64
	Použitá literatura.....	65

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je seznámení se s důležitými prvky hydraulických obvodů, konkrétně zpětnými armaturami. Těmi jsou zejména zpětné ventily a klapky. Tyto prvky vykazují určité dynamické vlastnosti, které jsou přímo ovlivněny okolní kapalinou. Při jejich funkci lze sledovat určité jevy, kterými může být například kmitání uzavíracího členu. Při tomto kmitání se nemůže zanedbat prostředí, kterým je v tomto případě nejčastěji voda, která zapříčiní projev takzvaných přídavných účinků. V první části této práce se nejdříve seznámíme s konstrukčním řešením zpětných armatur. Zde budou uvedeny nejčastěji používané konstrukce a princip jejich činnosti. Další část bude zaměřena na odvození pohybové rovnice pro těleso kmitající v kapalině. Z této pohybové rovnice bude možné následně určovat přídavné účinky kapaliny. Tomu bude věnována další část, ve které bude popsán CFD výpočet konkrétního zpětného ventilu a poté celkové vyhodnocení vypočtených dat. Na konci této práce budou shrnuty a okomentovány výsledky.

2 Zpětné armatury

Zpětné armatury jsou nedílnou součástí každého potrubního systému. Jejich hlavní funkcí je bránit zpětnému proudění v potrubí, které nastává například při výpadku čerpadla. Z tohoto důvodu se také nazývají jako jednosměrné. Další funkcí může být ochrana systému před nadměrným tlakem, kde jsou součástí pojistných ventilů.

Funkce zpětných ventilů či klapek se mírně liší podle konstrukce jednotlivých prvků. Základní funkce je však vždy stejná. Pokud médium proudí v propustném směru tak je armatura otevřená a umožňuje průtok. Pokud však médium začne proudit v závěrném směru, armatura se uzavře a průtok přes tuto armaturu není možný. Otvírání a zavírání zpětných klapek či ventilů je samočinné. Zatímco otvírání se uskutečňuje u všech konstrukcí proudícím médiem, uzavírání může být způsobeno samotnou vahou uzavíracího mechanismu, pružinou nebo tlakem vracející se kapaliny. [1]

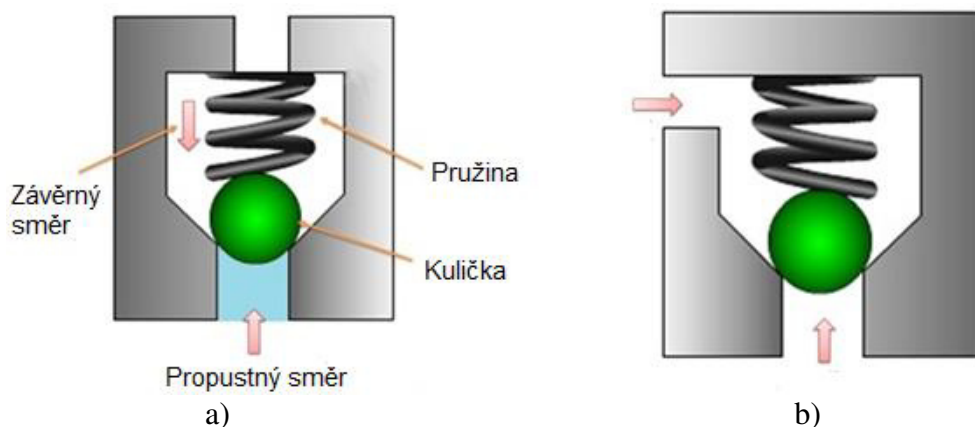
Zpětné armatury se dělí na zpětné ventily a zpětné klapky. Rozdíl těchto konstrukcí je zejména v pohybu uzavíracího prvku. U ventilů tento prvek koná převážně translační pohyb, zatímco u klapek je to pohyb rotační. Otázka volby mezi těmito dvěma prvky je velice důležitá, neboť při špatně zvolené zpětné armatuře může docházet k nechtěným jevům, ať už statickým (prolínání, velká tlaková ztráta) tak i dynamickým (vibrace, vyvolání nestabilního proudění). [2]

2.1 Zpětné ventily

Jsou zpětné armatury, jejichž hlavní konstrukční prvek vykonává převážně translační pohyb. Vlivem tohoto pohybu dochází k otvírání a zavírání ventilu. Hlavním uzavíracím prvkem může být kulička, píst s kuželovou dosedací plochou nebo disk, který dosedá na dosedací plochu (sedlo) ventilu a tím zajišťuje těsnost v závěrném směru.

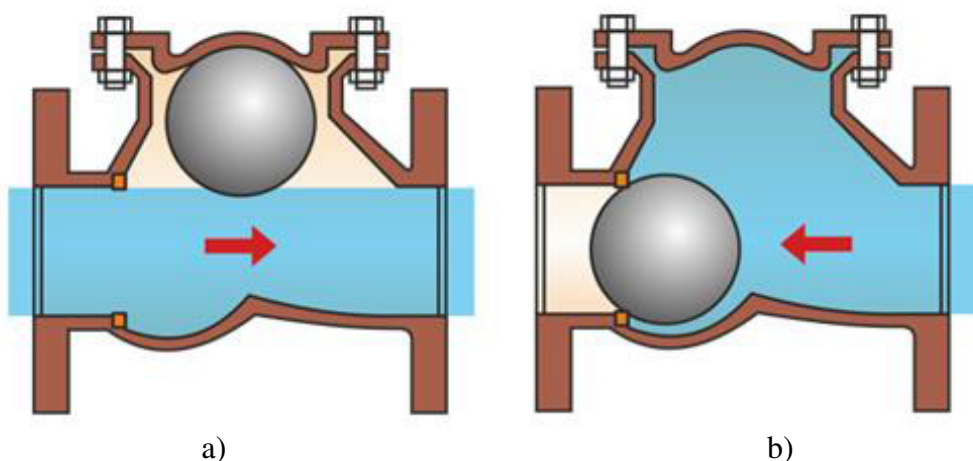
2.1.1 Kuličkový

Jak již název napovídá, uzavíracím prvkem tohoto ventilu je kulička, která dosedá nejčastěji do kuželového sedla a tím hradí průtok v závěrném směru. Podle umístění ventilu do hydraulického obvodu může být konstrukce s protékáním kapaliny přímým nebo do pravého úhlu. [3]



Obr. 1 Kuličkový zpětný ventil protékáný: a) přímo, b) do pravého úhlu [3]

Kulička ventilu na předchozím obrázku je přitlačována pružinou, která zajistí rychlejší uzavření při přerušení průtoku. Má však vliv i na otevírání ventilu, neboť tuhost a předpětí pružiny udávají minimální potřebný tlak pro otevření ventilu. Při špatně zvoleném ventilu se tedy může stát, že tlak v hydraulickém obvodu není dostatečně velký, aby přetlačil pružinu a ventil by se vůbec neotevřel. Existuje však i řešení bez přitlačné pružiny, které vidíme na následujícím obrázku.

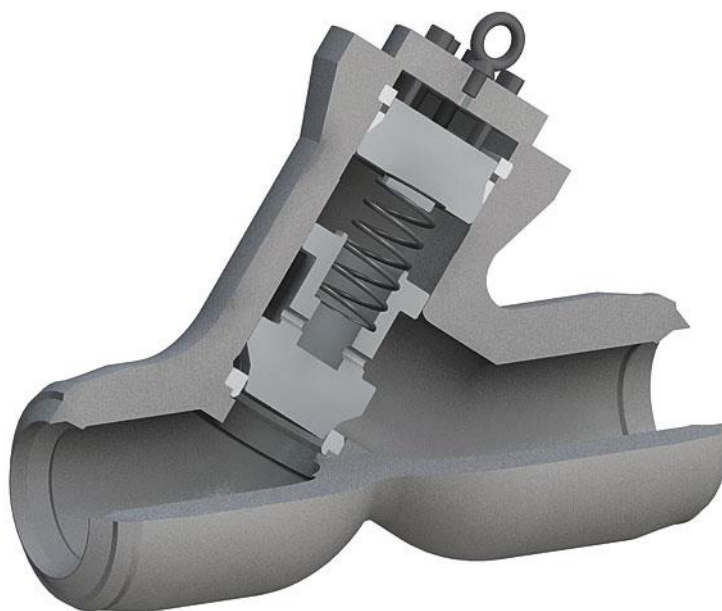


Obr. 2 Kuličkový ventil bez pružiny: a) propustný směr, b) závěrný směr [4]

Výhodou kuličkového zpětného ventilu je jeho jednoduchá konstrukce, která zajišťuje spolehlivý provoz a nízké pořizovací náklady, díky poměrně nízké hmotnosti kuličky má nízké tlakové ztráty, čímž snižuje i provozní náklady a disponuje nízkou náchylností na nečistoty. Z těchto vlastností vyplývá i jeho široké použití od domácností až po čističky odpadních vod. [4]

2.1.2 Pístový

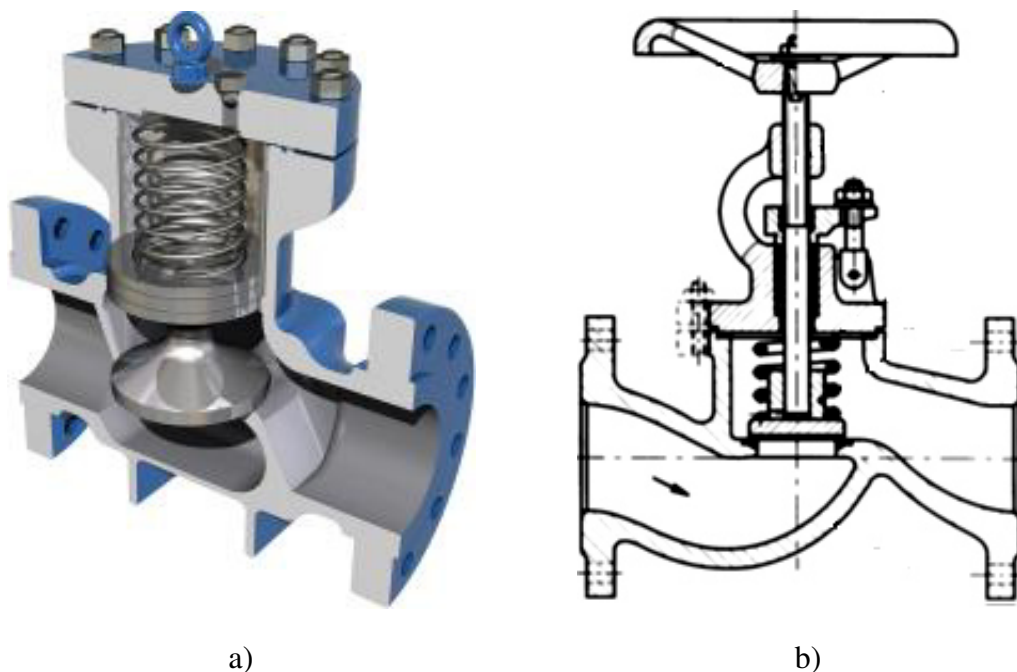
Uzavírací prvek pístového tvaru je opatřen kuželovou dosedací plochou, díky které zajišťuje lepší těsnost. Uzavírací prvek je veden v tělese ventilu, aby bylo zajištěno přesné dosednutí pístku na sedlo ventilu. Ventily této konstrukce jsou vždy opatřeny pružinou pro rychlejší zavírání. Nevýhodou pístového zpětného ventilu je vyšší náchylnost na nečistoty, které by mohly způsobit zaseknutí pístku ve vedení (a tím jeho nefunkčnost) nebo nedokonalé dosednutí pístku do sedla, čímž by vznikla netěsnost. Vzhledem k tvaru dosedací plochy pístku se v nějakých literaturách tento ventil také někdy nazývá kuželový. [2]



Obr. 3 Pístový zpětný ventil [5]

2.1.3 Diskový

Uzavírací prvkem je disk, který je veden stejně jako v předchozím případě v tělese ventilu. Jsou průtočné pouze pokud kapalina proudí ze spodu disku (Obr. 4 a), čímž se disk nadzvedne a umožní průtok.



Obr. 4 Diskový ventil: a) samočinný, b) uzavíratelný [6], [7]

Tuto konstrukci lze použít také jako ovládanou (Obr. 4 b). Pokud je ovládací kolo vyšroubované, ventil pracuje samočinně. K jeho otevření tedy dochází při proudění kapaliny ve směru šipky a k jeho uzavírání pomocí pružiny a tlakem kapaliny, který působí na disk z horní strany. Pokud však ventil uzavřeme, tzn. zašroubujeme kolo, dojde k uzavření průtoku v obou směrech. Do jisté míry lze tímto způsobem provádět i regulaci podle toho, jak moc se kolo zašroubuje.

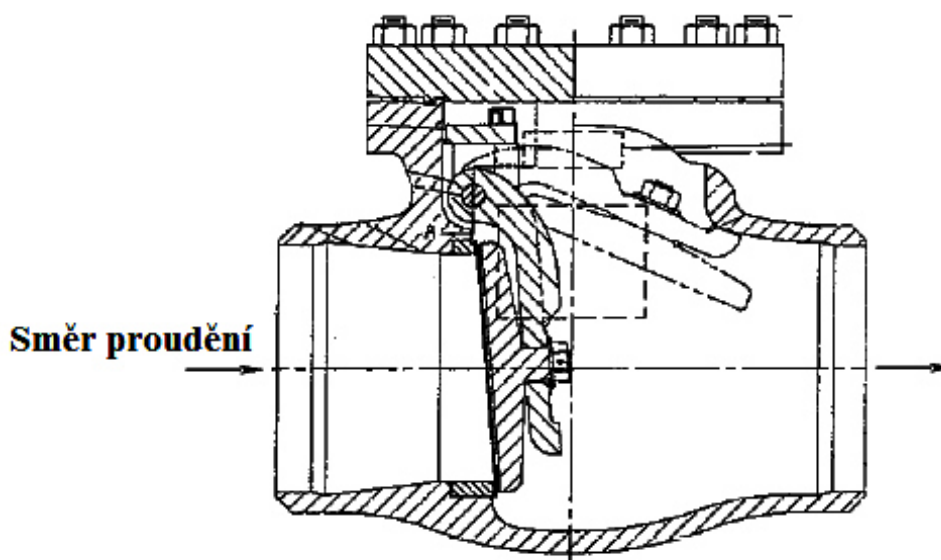
Zpětné ventily jsou celkově náchylnější k nečistotám oproti zpětným klapkám. K jejich výhodám patří krátký chod uzavíracího členu a díky tomu poměrně rychlá reakce na přerušení průtoku. Při velkých průtocích a velmi rychlém přerušení se však může tato vlastnost jevit spíše nevýhodnou, jelikož by v potrubí mohlo dojít k vodnímu rázu. Problém těchto ventilů nastává i při malých průtocích, kdy kapalina musí překonat odpor pružiny a mohlo by docházet k cyklickému otevírání a následnému zavírání ventilu. To však souvisí s nevhodným výběrem ventilu, což by vedlo k nežádoucímu opotřebení dosedacích ploch. Dosedací plocha (sedlo) ventilu je vyrobeno nejčastěji z bronzu a bývá vyměnitelné, takže při jeho opotřebení nemusí být vyměňován celý zpětný ventil. Tlaková ztráta na těchto ventilech se liší podle konstrukcí. Ty, které jsou přitlačovány pružinou, mají tlakovou ztrátu vyšší než bez pružiny, jelikož kapalina musí překonávat větší odpor. [1], [6]

2.2 Zpětné klapky

Rozdíl oproti zpětným ventilům spočívá v pohybu uzavíracího členu. Ten v tomto případě vykonává pohyb rotační, kdy se funkční člen otáčí kolem určité osy (čepu). Konstrukčně se jedná o disk, ať už jednoduchý či rozdělený, který se vlivem proudící kapaliny vychýlí kolem čepu a umožní tak průtok. Pokud dojde k přerušení průtoku, disk se většinou vlastní vahou vrátí do počáteční polohy a vlivem tlaku od kapaliny, která proudí v závěrném směru, dosedne na sedlo ventilu a znemožní tak průtok. Nejčastější konstrukce zpětných klapek jsou zavěšená, naklápěcí a motýlová. [8]

2.2.1 Zavěšená

Skládá se z disku, který je pomocí matice připevněn k závěsu. Tento celek se otáčí kolem čepu závěsu, který se nachází nad diskem. Úhel otevření se liší podle konstrukce, obvykle bývá 60° - 90° . Tento typ klapky se vyznačuje nízkou tlakovou ztrátou při plném otevření. Její náchylnost k nečistotám je velmi nízká, neboť kapalina i s nečistotami prochází bez problému a samotná klapka ji nijak zvlášť neovlivňuje. Uzavírání klapky probíhá pomocí gravitace, kdy se při přerušení průtoku vlastní vahou uzavře. Vzhledem k dlouhé dráze pohybu od plného otevření až po úplné zavření je doba uzavírání nejdelší ze všech zpětných klapek, což je hlavní nevýhodou této konstrukce. [9]



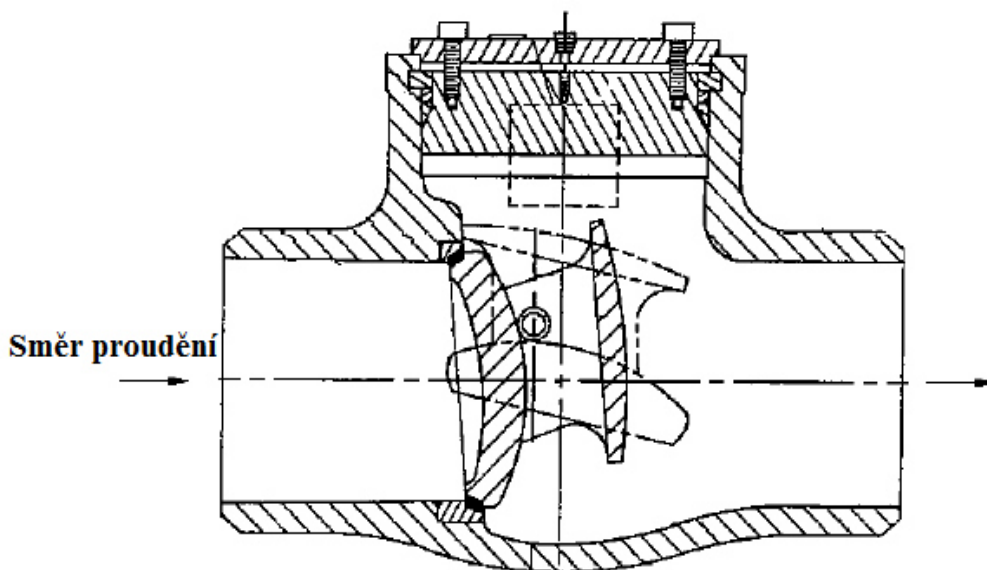
Obr. 5 Zavěšená klapka [9]

Čep závěsu může být pevně spojen se samotným závěsem a může procházet skrz celé těleso klapky. Díky tomu se na čep může přidat například závaží, což umožní rychlejší zavírání klapky, avšak za cenu vyšší tlakové ztráty. Další možností je doplnění systému o tlumič, který má zabránit tzv. praskání klapky při zavírání, kdy vlivem velkého tlaku za klapkou dojde k velmi rychlému dovtření klapky a ta prudce narazí na sedlo. S tím se spojené vytvoření vodního rázu. Takle akce vyvolá tlakový impuls, který může dosahovat velmi vysokých hodnot.

To by však mohlo vést nejen k poškození klapky, ale také samotného potrubí, případně i měřicích prvků na něm umístěných. Princip tlumiče proto spočívá ve zpomalení rychlosti dosedání klapky na sedlo a zabránění prasknutí klapky. Tyto tlumiče se však zatím moc neosvědčily a proto nejsou příliš rozšířené. [9]

2.2.2 Naklápěcí

Konstrukce těchto klapek je podobná jako u předchozího typu. Uzavíracím prvkem je disk, který se otáčí kolem čepu. Rozdíl však spočívá v poloze čepu vůči disku. Zatímco u předchozí konstrukce se čep nacházel nad diskem mimo hlavní proud kapaliny, u tohoto typu se nachází v průtočném průřezu potrubí. Princip činnosti spočívá v naklopení disku kolem čepu, kdy kapalina proudí nad klapkou i pod ní. Jak je na následujícím obrázku vidět, samotný čep je vůči ose potrubí odsazený. To má za následek lepší stabilitu disku při jeho obtékání, ke které přispívá i to, že disk může mít tvar připomínající aerodynamický profil a díky tomu minimálně ovlivňuje proudění kolem klapky. [8]



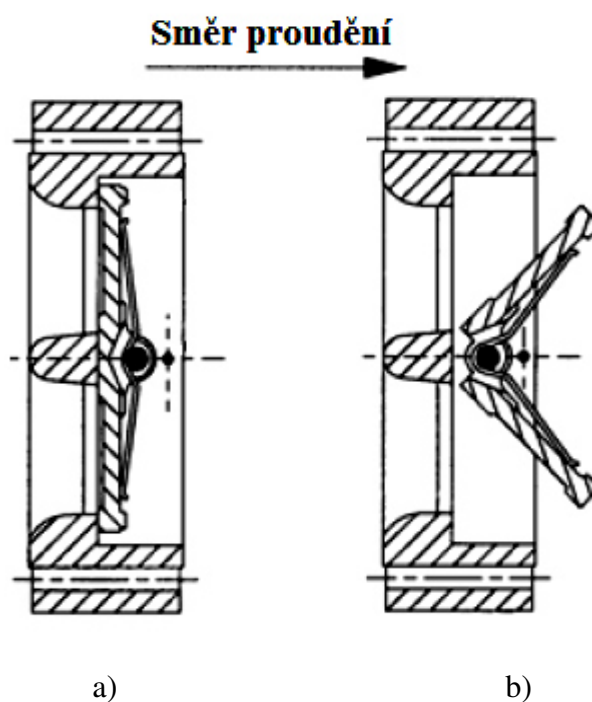
Obr. 6 Naklápěcí klapka [9]

Sedlo klapky nebývá vždy svislé jak je na obrázku, ale může být zešikmeno. Tím je docíleno rychlejšího uzavření klapky i při nižších tlacích, které se většinou děje gravitačně, tedy vlastní vahou. Konstrukce menších rozměrů bývají doplněny o zkrutnou pružinu, protože disk o nízké hmotnosti by měl malou citlivost na přerušení průtoku a tím dlouhou reakční dobu. Celkově mají tyto klapky mnohem kratší dráhu od otevřeného k uzavřenému stavu a díky tomu dosahují poměrně rychlého zavírání. Další výhodou je také velmi nízká tlaková ztráta oproti ostatním typům. [6]

2.2.3 Motýlová

Je složená ze dvou půlkruhových desek, které se otáčí kolem čepu umístěného v ose potrubí. Klapka je opatřena zkrutnou pružinou, která zajišťuje rychlé uzavření. Oproti ostatním typům zpětných klapek se tato konstrukce vyznačuje výraznou úsporou hmotnosti a to až o 50 % oproti předchozím typům s jednotnou klapkou. Nevýhodou je nestabilita při jejím obtékání, proto většinou obsahuje ještě druhý (stabilizační) čep, který fixuje polohou obou desek při plném otevření.

Tato konstrukce není vhodná pro odpadní vody a kapaliny znečištěné pevnými částicemi, protože by mohlo docházet k zanášení. Díky nízké hmotnosti disků má však rychlé uzavírací schopnosti s dobrými vlastnostmi co se práskání týče. Tlaková ztráta na klapce opět závisí na konstrukčním řešení, ale díky nízké hmotnosti disků je malá. [9]



Obr. 7 Motýlová klapka: a) uzavřená, b) částečně otevřená [9]

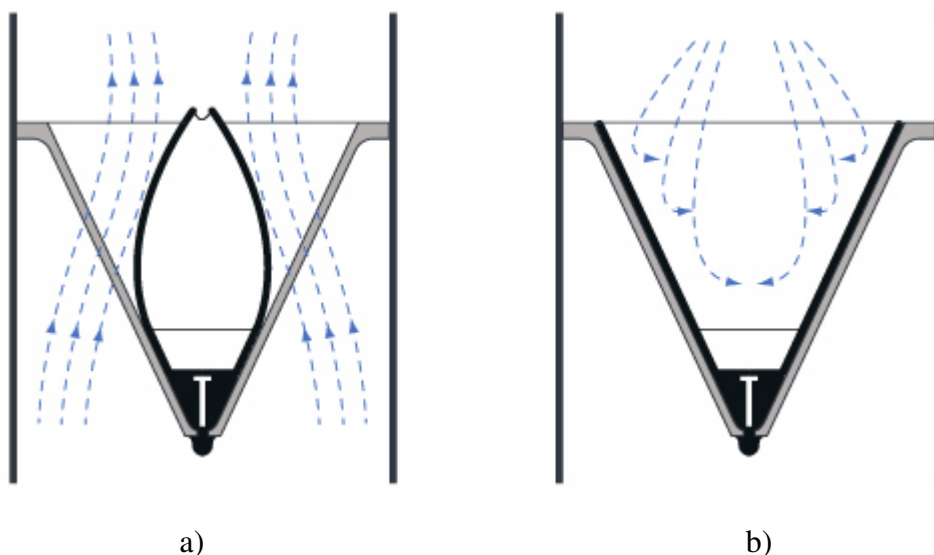
Zpětné klapky jsou z historického hlediska nejstaršími zpětnými armaturami, které se začaly používat. Jsou snadno dostupné, poměrně levné a provozně spolehlivé. Pro svůj provoz nepotřebují žádná přídavná zařízení a pracují samočinně. Při plném otevření mají malou tlakovou ztrátu, která se však zvyšuje s rostoucí velikostí a tím i hmotností samotné klapky. Z tohoto důvodu se zpětné klapky vyrábí do určitých rozměrů lišících se typem klapky. [9]

2.3 Ostatní zpětné armatury

Mezi ostatní zpětné armatury se řadí ty, které pracují na odlišném principu než zpětné ventily či klapky.

2.3.1 Membránový zpětný ventil

Skládá se z kužele vloženého do potrubí, který je po svém povrchu děrovaný, aby přes něj mohla protékat kapalina. Na vrcholu kužele je upevněna pružná (gumová) membrána. Při průtoku v propustném směru se membrána „odlepí“ od kužele a umožní tak průtok. Pokud dojde ke zpětnému proudění, membrána se „přilepí“ na stěnu kužele, tím utěsní otvory, které v něm jsou a zamezí tak proudění v opačném směru.



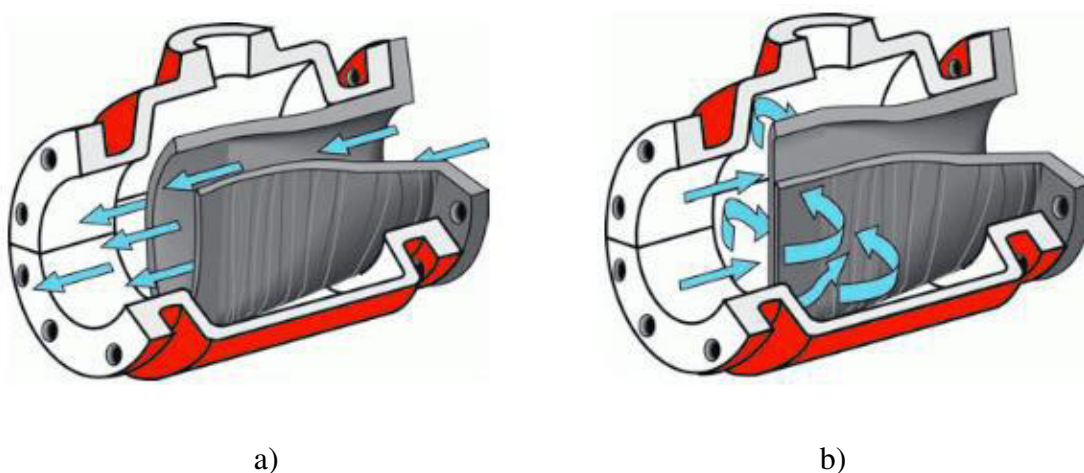
Obr. 8 Membránový zpětný ventil: a) v otevřeném stavu, b) v zavřeném stavu
[10]

Membránový zpětný ventil má celou řadu výhod. Jeho chod je naprosto tichý a samočinný. Vzhledem k absenci po sobě se pohybujících kovových částí nedochází k opotřebení a provoz ventilu je tak naprosto bezúdržbový (za předpokladu, že kapalina neobsahuje nečistoty a jiné abrazivní částice). Velkou výhodou je i jeho hmotnost, která je několikanásobně nižší v porovnání s předchozími ventily či klapkami. Další výhodou je i to, že membránový ventil není náchylný k praskání.

Hlavní nevýhodou a důvodem malého rozšíření tohoto ventilu je právě gumová membrána, jejíž použití je omezeno tlakem a teplotou. Další nevýhoda je nepatrně vyšší tlaková ztráta v porovnání např. se zavěšenou klapkou, zejména při malých rozměrech. [11]

2.3.2 „Duckbill“

Název ventilu je odvozen od jeho vzhledu. Jedná se o elastomer, který svým tvarem v uzavřeném stavu připomíná kachní zobák. Princip činnosti je opět velice jednoduchý, jelikož ventil obsahuje pouze kus pružného materiálu. Ten se při průtoku otevře a s minimální tlakovou ztrátou umožňuje průtok. Při přerušení průtoku se elastomer uzavře a vlivem okolní kapaliny působící na jeho stěny se stane neprůtočným. Vlastnosti ventilu jsou podobné jako u membránového, tzn. jednoduchý, bezúdržbový a spolehlivý provoz, nízká hmotnost a žádné praskání. Nevýhodou je malá těsnost v závěrném směru a dále nemožné použití pro kapaliny o vysokých teplotách a tlacích. Použití v potrubí je minimální, nejčastěji je lze vidět jako koncový prvek potrubí, např. u kanalizací. [12]



Obr. 9 Ventil „Duckbill“: a) otevřený stav, b) uzavřený stav [13]

2.4 Terminologie

Vzhledem k tomu, že čeští výrobci zpětných armatur rozlišují jednotlivé konstrukce většinou jen výrobním označením, je téměř nemožné najít české výrazy pro různé ventily či klapky popsané v předchozích kapitolách. Proto bude tato kapitola věnována terminologii, která se v této práci vyskytuje, aby byly odůvodněny použité názvy. Názvy všech ventilů i klapek byly převzaty z anglicky psané literatury a odvíjí se především od tvaru uzavíracího prvku (v případě ventilů) nebo druhu pohybu tohoto prvku (v případě klapek).

Zpětné ventily i klapky jsou v anglické literatuře pojmenovány souhrnně jako „Check Valves“. Jak už bylo dříve zmíněno, rozdíl mezi těmito armaturami spočívá v pohybu uzavíracího členu, kdy u ventilů se jedná o pohyb translační, zatímco u klapek je pohyb rotační.

U zpětných ventilů se názvy odvíjí od tvaru uzavíracího prvku. Proto jsou pojmenovány jako kuličkové („Ball Check Valves“), pístové („Piston Check Valves“) a diskové („Disc Check Valves“). U všech těchto konstrukcí dochází při provozu k nadzdvihnutí tělíska příslušného tvaru, což umožní průtok přes ventil. Proto se v literatuře uvádějí jako „Lift Check Valves“.

U zpětných klapek má uzavírací člen vždy tvar disku, ale liší se tím, kde se nachází jeho osa rotace. V případě zavěšené klapky se nachází nad diskem, který je s čepem spojen pomocí závěsu. Při vychýlení disku vlivem proudící kapaliny a následnému přerušení průtoku se disk kolem čepu zhoupne do zavřené polohy. Z tohoto důvodu jsou nazvány „Swing Check Valves“ (z angl. Swing = houpat). Další typ klapek je označován jako „Tilting Disc Check Valves“ (z angl. Tilt = naklonit). To je odvozeno opět z její funkce, kdy čep prochází přímo tělem disku a kolem tohoto čepu se disk naklání. Proto byly nazvány jako naklápěcí klapky. Poslední typ je jako jediný z klapek odvozen spíše podle vzhledu, který se přirovnává k motýlím křídům. Český název motýlové zpětné klapky je doslovným překladem z anglického „Butterfly Check Valves“.

3 Odvození pohybové rovnice

Všechna následující odvození byla provedena na základě podkladů z přednášek pana prof. Ing. Františka Pochylého, CSc.

Než se přejde k samotnému odvození pohybové rovnice, bude zapotřebí zjistit sílu od kapaliny, která působí na těleso v ní ponořené.

3.1 Síla kapaliny na těleso

Při odvození síly, která působí na povrch tělesa se vychází z Navierovy-Stokesovy pohybové rovnice. Ta má tvar:

$$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (v_i v_j) - \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} = \rho g_i \quad (1)$$

kde ρ je hustota kapaliny, v_i, v_j jsou vektory rychlosti, t je čas, x_i, x_j je poloha (souřadnice) objemu kapaliny, g_i vektor tíhového zrychlení a σ_{ij} je tenzor napětí, který lze rozdělit na vratnou část τ_{ij} a nevratnou část Π_{ij} . Pro ty platí vztahy:

$$\Pi_{ij} = 2\eta v_{ij} + b\delta_{ij}v_{kk} \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} \quad (3)$$

Nevratná část tenzoru napětí souvisí se ztrátami způsobenými viskozitou kapaliny. V rovnici vystupují tyto členy: dynamická viskozita kapaliny η , tenzor rychlosti deformace v_{ij} , druhá viskozita b , matematický operátor „Kroneckerovo delta“ δ_{ij} , který nabývá hodnot 1 pro $i = j$ nebo 0 pro $i \neq j$, a jako poslední člen v rovnici je divergence rychlosti v_{kk} . Vratná část tenzoru napětí odpovídá záporné hodnotě tlaku vynásobeného operátorem Kroneckerovo delta.

Nyní se některé členy Navierovy-Stokesovy rovnice upraví, aby bylo možné s nimi dále pracovat. Platí:

$$\rho g_i = \frac{\partial}{\partial x_j} (\delta_{ij} \rho g_m x_m) \quad (4)$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v_j}{\partial t} x_i \right) \quad (5)$$

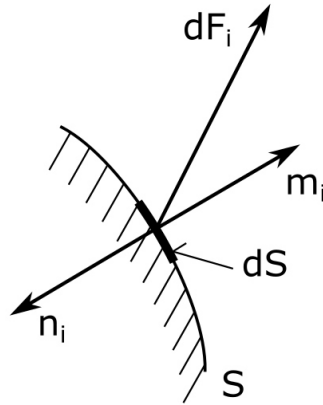
Rovnice (5) platí pouze za předpokladu nestlačitelné kapaliny.

Nyní jsou všechny členy rovnice napsány jako derivace podle x_j . Obecně představují jednotlivé členy Navierovy-Stokesovy rovnice sílu působící na jednotkový objem. Aby byla zjištěna celková síla, musí se tato rovnice vynásobit elementárním objemem dV a následně integrovat přes celý objem kapaliny V . Poté se aplikuje Gaussova-Ostrogradského věta, která převádí objemový integrál na plošný a naopak.

Získá se tedy rovnici následujícího tvaru.

$$\int_{\theta=\Gamma \cup S} \left(\rho \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i + \rho v_i v_j - \delta_{ij} \rho g_m x_m \right) n_j d\theta - \int_S \sigma_{ij} n_j dS - \int_{\Gamma} \sigma_{ij} n_j d\Gamma = 0 \quad (6)$$

Plocha S je povrch tělesa, na kterém se zjišťuje síla od kapaliny, Γ je pak povrch, který ohraničuje objem kapaliny.



Obr. 10 Síla na elementární plochu

Z definice vychází, že síla kapaliny působící na těleso (Obr. 10) je dána vztahem:

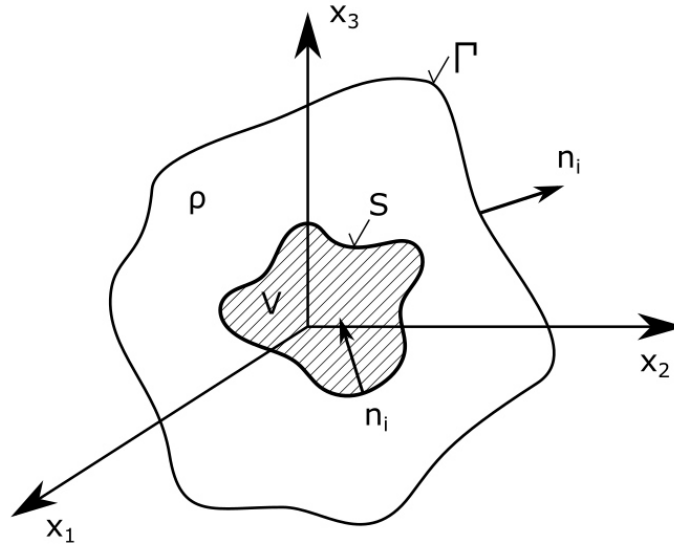
$$F_i = - \int_S \sigma_{ij} n_j dS \quad (7)$$

což představuje celkovou sílu, která se skládá ze síly tlakové a viskózní (viz. rozdělení tenzoru napětí na vratnou (tlakovou) a nevratnou (viskózní) část) . Pokud by se tedy uvažovala neviskózní kapalina, zbyly by pouze síly tlakové.

Pokud se člen (7) vyjádří z rovnice (6), získá se již konečná rovnice pro určení síly od kapaliny působící na těleso.

$$F_i = - \int_{\theta=\Gamma \cup S} \left(\rho \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i + \rho v_i v_j - \delta_{ij} \rho g_m x_m \right) n_j d\theta + \int_{\Gamma} \sigma_{ij} n_j d\Gamma \quad (8)$$

3.2 Těleso kmitající v uzavřeném objemu kapaliny



Obr. 11 Těleso v uzavřeném objemu kapaliny

Než se začne s odvozováním pohybové rovnice, je důležité zavést předpoklady, které celé odvozování do jisté míry zjednoduší.

- Neuvažuje se gravitační zrychlení $\rightarrow g_m = 0$
- Předpokládá se nestlačitelná kapalina $\rightarrow \frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0$
- Uvažuje se nevířivé proudění $\rightarrow \omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) = 0$; z toho pak $\frac{\partial v_i}{\partial x_j} = \frac{\partial v_j}{\partial x_i}$
- Hranice Γ je pevná (nepohybuje se) $\rightarrow v = 0$
- Těleso koná čistě translační pohyb
- Kmity tělesa jsou malé

Při odvození se bude vycházet z rovnice pro sílu od kapaliny působící na těleso (8), která byla odvozena v předchozí kapitole. Díky předpokladům bude celý člen obsahující gravitační zrychlení nulový. Jelikož je hranice Γ nepohyblivá a kapalina na jejím povrchu ulpívá (vychází z viskózní kapaliny), bude první integrál přes tuto plochu roven nule a zůstane pouze integrál přes povrch tělesa S . Jako poslední úprava bude vytknutí členů rychlosti a zrychlení před integrál, jelikož má každý bod tělesa stejnou rychlost (díky předpokladu translačního pohybu) a v rámci tělesa jsou to tedy konstanty.

Získá se tedy následující tvar rovnice pro sílu:

$$F_i = -\rho \frac{\partial v_j}{\partial t} \int_S x_i n_j dS - \rho v_i v_j \int_S n_j dS + \int_{\Gamma} \sigma_{ij} n_j d\Gamma \quad (9)$$

Pokud se provede Gaussova-Ostrogradského věta na první dva integrály, zjistí se, že:

$$\int_S n_j dS = - \int_V \frac{\partial 1}{\partial x_j} dV = 0 \quad (10)$$

$$\int_S x_i n_j dS = - \int_V \frac{\partial x_i}{\partial x_j} dV = -\delta_{ij} \int_V dV = -\delta_{ij} V \quad (11)$$

Poté se získá finální vztah pro sílu:

$$F_i = \rho V \delta_{ij} \frac{\partial v_j}{\partial t} + \int_{\Gamma} \sigma_{ij} n_j d\Gamma \quad (12)$$

Nyní se lze zabývat samotnou pohybovou rovnicí. Její tvar je již známý z mechaniky těles.

$$m_{ij} \ddot{x}_j + b_{ij} \dot{x}_j + k_{ij} x_j = f_i + F_i \quad (13)$$

Pokud by se jednalo o kmity bez vnější budící síly a bez uvážení okolního prostředí, byla by na pravé straně rovnice nula. Pokud se však těleso pohybuje v kapalině, nemůžeme být vliv okolí zanedbán a člen F bude nenulový. V tomto případě bude roven rovnici (12), která byla odvozena. Pro tuto sílu platí pohybová rovnice přídavných účinků kapaliny, která má tvar:

$$F_i = -(M_{ij} \ddot{u}_j + B_{ij} \dot{u}_j + K_{ij} u_j) \quad (14)$$

V této rovnici bylo změněno označení pro polohu tělesa, význam je však pořád stejný. S touto rovnicí se bude později pracovat. Pokud by se dosadila rovnice (14) do (13), vznikl by obecný tvar pohybové rovnice pro těleso konající pohyb v kapalině.

$$(m_{ij} + M_{ij}) \ddot{u}_j + (b_{ij} + B_{ij}) \dot{u}_j + (k_{ij} + K_{ij}) u_j = f_i \quad (15)$$

kde m_{ij} , b_{ij} , k_{ij} představují matici hmotnosti, tlumení a tuhosti tělesa a M_{ij} , B_{ij} , K_{ij} jsou matice přídavných účinků kapaliny, tzn. matice přídavné hmotnosti, přídavného tlumení a přídavné tuhosti.

Jelikož se tato práce zabývá pouze přídavnými účinky, nebude se používat úplná pohybová rovnice (15), ale pouze rovnice (14). Když se do této rovnice nyní dosadí odvozená síla (12), získá se tvar:

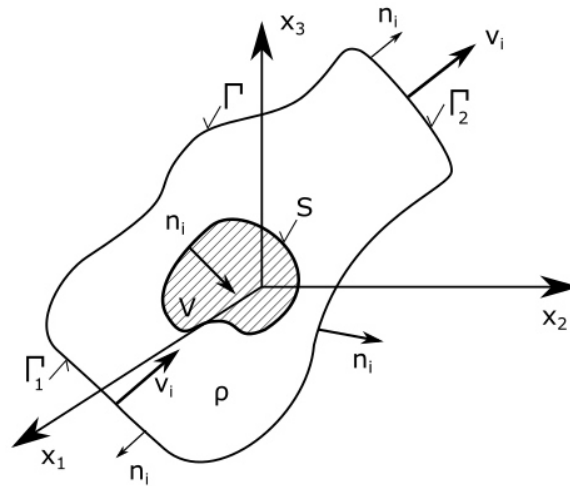
$$F_i = \rho V \delta_{ij} \ddot{u}_j + \int_{\Gamma} \sigma_{ij} n_j d\Gamma = -(M_{ij} \ddot{u}_j + B_{ij} \dot{u}_j + K_{ij} u_j) \quad (16)$$

a po úpravě pak konečná rovnice:

$$\hat{F}_i = \int_{\Gamma} \sigma_{ij} n_j d\Gamma = -(\rho V \delta_{ij} + M_{ij}) \ddot{u}_j - B_{ij} \dot{u}_j - K_{ij} u_j \quad (17)$$

Zde byla získána rovnice, ve které vystupuje síla \hat{F}_i , což je síla působící na okraj uzavřené oblasti Γ . Tato síla může být získána například z programu ANSYS Fluent. Kmitání tělesa může být předepsáno obecnou funkcí, např. $u = A_0 \sin(\omega t)$, kde A_0 je amplituda kmitů a ω je úhlová rychlost. Poté lze derivací podle času získat rychlost tělesa \dot{u}_j , popř. druhou derivací podle času zrychlení tělesa \ddot{u}_j .

3.3 Těleso kmitající v proudu kapaliny



Obr. 12 Těleso v proudu kapaliny

V případě tělesa kmitajícího v kapalině, která protéká kolem tělesa S , již nebude v doméně pouze uzavřená oblast Γ , ale přibudou ještě hranice Γ_1 a Γ_2 , které budou značit vstup, popř. výstup kapaliny do/z oblasti Γ (Obr. 12). Při odvození se bude vycházet z Navierovy-Stokesovy rovnice, která je ve tvaru (1). Nejprve se opět zavedou předpoklady, za jakých budou odvozeny vztahy pro přídatné účinky.

- Neuvažuje se gravitační zrychlení $\rightarrow \rho g_i = 0$
- Předpokládá se ideální kapalina, tzn. neviskózní a nestlačitelná $\rightarrow \Pi_{ij} = 0$; $\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0$
- Uvažuje se nevířivé proudění $\rightarrow \omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) = 0$; z toho pak $\frac{\partial v_i}{\partial x_j} = \frac{\partial v_j}{\partial x_i}$
- Malé translační kmity
- Tuhé těleso (nedeformuje se)

Na rozdíl od předchozího případu se nyní uvažuje, že je kapalina nejen nestlačitelná, ale i neviskózní. To znamená, že nevratná část tenzoru napětí $\Pi_{ij} = 0$ a síla působící na těleso bude pouze tlaková. Dále nemůže být zanedbán nelineární člen $\frac{\partial}{\partial x_i}(v_j v_j)$. Kvůli kapalině, která se nyní pohybuje, mohou vzniknout nezanedbatelné nestacionární rychlosti. Navierova-Stokesova rovnice se tedy dostane do tvaru:

$$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \frac{\partial}{\partial x_i}(v_j v_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0 \quad (18)$$

Nyní se definuje veličina Y , která má jednotku tlaku a je rovna:

$$Y = p + \frac{1}{2}\rho(v_j v_j) \quad (19)$$

Po menší úpravě se získá konečný tvar Navierovy-Stokesovy rovnice, se kterým se bude dále pracovat.

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial Y}{\partial x_i} \quad (20)$$

Další rovnice, která je k dispozici je rovnice kontinuity. Ta má za předpokladu nestlačitelné kapaliny tvar:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (21)$$

3.3.1 Počáteční a okrajové podmínky

Aby bylo možné tuto úlohu vyřešit, je nutné zadat okrajové a počáteční podmínky. Nejprve se určí podmínky počáteční. Ty jsou zvoleny pro čas $t = 0$ a platí:

Pro kapalinu:

$$v_i = v_{0i} \quad (22)$$

$$p = p_0 \quad (23)$$

Pro těleso:

$$u_j = 0 \quad (24)$$

$$\dot{u}_j = 0 \quad (25)$$

Okrajové podmínky se musí definovat na každé stěně, která se v doméně vyskytuje. Tyto stěny jsou označeny následovně:

- Stěna obtékaného tělesa: S
- Hranice, která obepíná kapalinu: Γ
- Vstup a výstup domény: Γ_1, Γ_2

Jelikož se hranice Γ uvažuje nepohyblivá, jsou na sebe vektory rychlosti a normálové vektory v každém bodě kolmé. To znamená, že jejich skalární součin je nulový a platí zde rovnice:

$$v_i n_i = 0 \quad (26)$$

Na Γ_1 a Γ_2 jsou definovány rychlosti podle počáteční podmínky v_{0i} a vstupní popř. výstupní rychlost je tedy dána podmínkou:

$$v_i n_i = v_{0i} n_i \quad (27)$$

Pro poslední stěnu S , která představuje hranice obtékaného tělesa platí:

$$v_i n_i = \dot{u}_i n_i \quad (28)$$

kde \dot{u}_i je derivace polohy tělesa podle času, tedy jeho rychlost. Tato podmínka říká, že normálová rychlost kapaliny na povrchu je rovna normálové rychlosti pohybu tělesa.

Dalším krokem je derivace rovnice kontinuity a okrajových podmínek podle času.

Rovnice kontinuity:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial v_i}{\partial t} \right) = 0 \quad (29)$$

Okrajová podmínka na hranici Γ :

$$\frac{\partial(v_i n_i)}{\partial t} = \frac{\partial v_i}{\partial t} n_i + v_i \frac{\partial n_i}{\partial t} = 0 \quad (30)$$

Jelikož je normálový vektor n_i díky translačnímu pohybu v čase neměnný, platí, že $v_i \frac{\partial n_i}{\partial t} = 0$, a podmínka přejde do tvaru

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} n_i = 0 \quad (31)$$

Totéž bude platit i pro hranice Γ_1 a Γ_2 . Protože stacionární rychlost proudu v_{0i} není závislá na čase, bude pravá strana rovnice také nulová.

Okrajová podmínka na hranicích Γ_1 a Γ_2 :

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} n_i = 0 \quad (32)$$

Okrajová podmínka pro hranici S :

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} n_i = \ddot{u}_i n_i \quad (33)$$

Nyní se v každé rovnici objevuje člen $\frac{\partial v_i}{\partial t}$, který je vyjádřen z Navierovy-Stokesovy rovnice (20). Když se tento výraz dosadí do předchozích okrajových podmínek a rovnice kontinuity, získají se nové okrajové podmínky.

Rovnice kontinuity:

$$\frac{\partial^2 Y}{\partial x_i \partial x_i} = 0 \quad (34)$$

Hranice Γ , Γ_1 a Γ_2 :

$$\frac{\partial Y}{\partial x_i} n_i = 0 \quad (35)$$

Hranice S :

$$\frac{\partial Y}{\partial x_i} n_i = -\rho \ddot{u}_i n_i \quad (36)$$

Rovnice (34) se nazývá Laplaceova rovnice. Díky těmto úpravám se zredukoval počet neznámých a aby bylo možné úlohu vyřešit, je nutné znát pouze rozložení tlaků dané funkcí Y . Problémem je však to, že tato tlaková funkce je závislá jak na poloze tak i na čase. V dalším kroku se proto zavede substituce, která umožní eliminovat časovou závislost.

$$Y = -\rho H_j \ddot{u}_j \quad (37)$$

V této substituci v podstatě rozdělila funkce závislá jak na čase tak i na poloze na součin funkce H_j , která je závislá pouze na poloze, a zrychlení, které je závislé pouze na čase. Tato substituci se dosadí do Laplaceovy rovnice (34) a následně do okrajových podmínek (35) a (36). Pro Laplaceovu rovnici po dosazení platí:

$$-\rho \frac{\partial^2 H_j}{\partial x_i \partial x_i} \ddot{u}_j = 0 \quad (38)$$

a jelikož je \ddot{u}_j nenulové, pak musí platit:

$$\frac{\partial^2 H_j}{\partial x_i \partial x_i} = 0 \quad (39)$$

Analogický postup se provede i s okrajovými podmínkami na všech hranicích Γ , Γ_1 a Γ_2 a získá se:

$$\frac{\partial H_j}{\partial x_i} n_i = 0 \quad (40)$$

Nakonec pro hranici S :

$$-\rho \frac{\partial H_j}{\partial x_i} n_i \ddot{u}_j = -\rho \ddot{u}_i n_i = -\rho \ddot{u}_j n_j \quad (41)$$

Jelikož jsou indexy „ i “ na pravé straně rovnice sčítací, můžou být zaměněny na „ j “. Po převedení všech členů na levou stranu rovnice a po vytknutí zrychlení tělesa se získá vztah:

$$\left(\frac{\partial H_j}{\partial x_i} n_i - n_j \right) \ddot{u}_j = 0 \quad (42)$$

A protože je \ddot{u}_j opět nenulové, získá se podmínka ve tvaru:

$$\frac{\partial H_j}{\partial x_i} n_i = n_j \quad (43)$$

Nyní jsou odvozeny finální tvary všech okrajových podmínek a rovnice kontinuity. Všechny rovnice jsou závislé na funkci H_j , tzn. na poloze. Dále pak na jednotkovém normálovém vektoru n_i, n_j . Pro řešení úlohy je tedy nutné znát tvary jednotlivých oblastí.

3.3.2 Pohybová rovnice

Vychází se z pohybové rovnice s uvážením vlivu okolního prostředí. Ta má již známý tvar:

$$-(M_{ij}\ddot{u}_j + B_{ij}\dot{u}_j + K_{ij}u_j) = f_i + F_i \quad (44)$$

Síla od kapaliny má v tomto případě pouze tlakovou složku, protože je dán předpoklad neviskózní kapaliny. Spočítá se tedy jako:

$$F_i = \int_S p n_i dS \quad (45)$$

Aby bylo možné zjistit hodnotu statického tlaku, musí se nejprve vyřešit Navierova-Stokesova rovnice ve tvaru (20) po dosazení substituce (37), která má nyní tvar:

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} = \frac{\partial H_j}{\partial x_i} \ddot{u}_j \quad (46)$$

Jedná se o parciální diferenciální rovnici prvního řádu. Řešení lze nalézt integrací, po jejíž provedení se získá:

$$v_i = \frac{\partial H_j}{\partial x_i} \dot{u}_j + A_i \quad (47)$$

kde A_i je integrační konstanta, která se získá z počátečních podmínek (22) až (25). Po dosazení vyjde integrační konstanta $A_i = v_{0i}$ a hledané řešení rovnice (46) je:

$$v_i = \frac{\partial H_j}{\partial x_i} \dot{u}_j + v_{0i} \quad (48)$$

Nyní se vyjádří statický tlak z rovnice (19) a (37):

$$p = -\rho H_j \ddot{u}_j - \frac{\rho}{2} v_i v_i \quad (49)$$

Po dosazení rychlosti z (48) a následně dosazení tlaku do integrálu v (45) se získá vztah pro výpočet síly od kapaliny:

$$F_i = \int_S \left(-\rho H_j \ddot{u}_j - \rho v_{0i} \frac{\partial H_j}{\partial x_i} \dot{u}_j - \frac{\rho}{2} \frac{\partial H_j}{\partial x_i} \frac{\partial H_k}{\partial x_i} \dot{u}_j \dot{u}_k - \frac{\rho}{2} v_{0i} v_{0i} \right) n_i dS \quad (50)$$

Jako poslední krok je dosazení síly do pohybové rovnice, kdy se síla rozdělí na dílčí integrály a pohybová rovnice bude mít tvar:

$$\begin{aligned} \left(\int_S \rho H_j n_i dS \right) \ddot{u}_j + \left(\int_S \rho v_{0i} \frac{\partial H_j}{\partial x_i} n_i dS \right) \dot{u}_j + \left(\int_S \frac{\rho}{2} \frac{\partial H_j}{\partial x_i} \frac{\partial H_k}{\partial x_i} n_i dS \right) \dot{u}_j \dot{u}_k = \\ = f_i - \int_S \frac{\rho}{2} v_{0j} v_{0j} n_i dS \end{aligned} \quad (51)$$

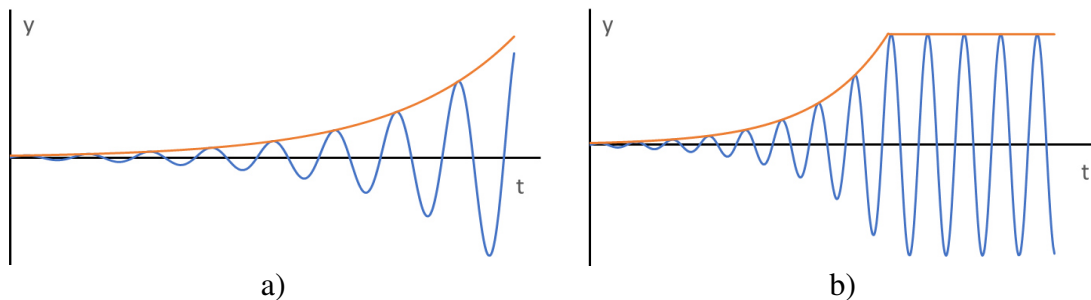
Odtud lze vidět vztahy pro přídavné účinky kapaliny. Jako první je přídavná hmotnost. U tohoto vztahu si lze všimnout, že je závislý pouze na tvaru tělesa:

$$M_{ij} = \int_S \rho H_j n_i dS \quad (52)$$

Další člen je přídavné tlumení. Tento člen ovlivňuje samobuzené kmitání. Pokud je tlumení $B_{ij} > 0$ tak dochází k tlumení. Pokud by však $B_{ij} < 0$, docházelo by k samobuzenému kmitání (pokud neuvažujeme materiálové tlumení), které je samozřejmě nechtěné. Tento člen je již závislý i na stacionární rychlosti v_{0i} :

$$B_{ij} = \int_S \rho v_{0i} \frac{\partial H_j}{\partial x_i} n_i dS \quad (53)$$

Jako poslední je nelineární člen. Ten je velice významný tím, že omezuje a stabilizuje amplitudu samobuzených kmitů. Díky tomu nedojde k rozkmitání do nekonečna, ale amplituda se ustálí na určité hodnotě a dále už neroste (Obr. 13).



Obr. 13 Vliv nelineárního členu: a) bez členu, b) s členem

4 Zadání výpočtu

Úkolem této práce bylo zjistit přídavné účinky kapaliny na kmitající kuželku zpětného ventilu. Kmitání této kuželky je pouze ve směru vodorovné osy x , nadále se tedy nebude počítat s vektory a maticemi, ale pouze se skalárními hodnotami. Kmitání je předepsáno rovnicí pro polohu kuželky:

$$x = x_0 \sin(\omega t) \quad (54)$$

Amplituda kmitu byla zvolena $x_0 = 2 \text{ mm}$. Hodnoty úhlové rychlosti byly po předchozích pokusech zvoleny tak, aby vytvářely viditelnou funkční závislosti přídavných účinku na úhlové rychlosti ω . Bylo by tedy nejvhodnější mít co největší počet hodnot, to je ale velmi náročné na výpočet, zejména z časových důvodů. Proto bylo nakonec zvoleno 5 hodnot úhlové rychlosti, což se ukázalo jako dostatečné pro vykreslení funkčních závislostí. Jejich velikost musela být dostatečně velká, aby byly závislosti pozorovatelné, ne však moc velká, protože by při výpočtech ve Fluentu mohlo docházet k neobvyklým jevům.

Tab. 1 Hodnoty úhlových rychlostí

ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5
10 rad/s	50 rad/s	100 rad/s	350 rad/s	600 rad/s

Další proměnnou výpočtu byla poloha kuželky, která určovala otevření ventilu. Ideální by bylo provést výpočet pro celou řadu poloh kuželky, aby bylo chování ventilu dostatečně popsáno. To by však bylo opět časově velmi náročné. Výpočet tedy proběhl pro 4 různá otevření ventilu: otevřen na 100 %, 75 %, 50 % a 25 %. Pro každé toto otevření musely proběhnout výpočty pro každou úhlovou rychlost.

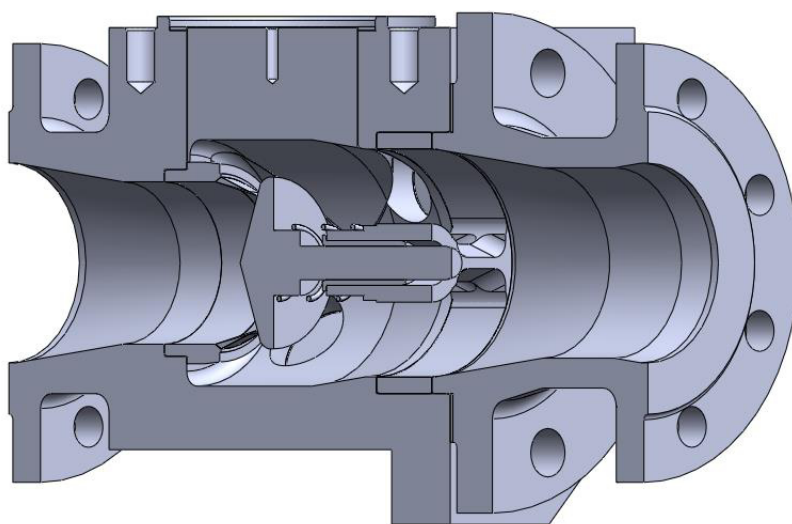
Výpočty byly provedeny pro průtok 80 l/s , což byl maximální průtok daný parametrem ventilu. Z tohoto průtoku se pak dopočítala rychlost proudění na vstupu. Toto bude dále popsáno následujících kapitolách.

5 Výpočet přídatných účinků

Přídavné účinky byly zjišťovány na reálném modelu klapky. V následujících kapitolách bude popsán jak model klapky, tak i postup celého výpočtu přídatných účinků.

5.1 Model zpětného ventilu

K výpočtu byl použit kuželový zpětný ventil. K dispozici byl 3D model, ze kterého se zjistily potřebné údaje (viz. parametry ventilu). Řez tímto modelem je na následujícím obrázku, ze kterého lze vidět konstrukční provedení.



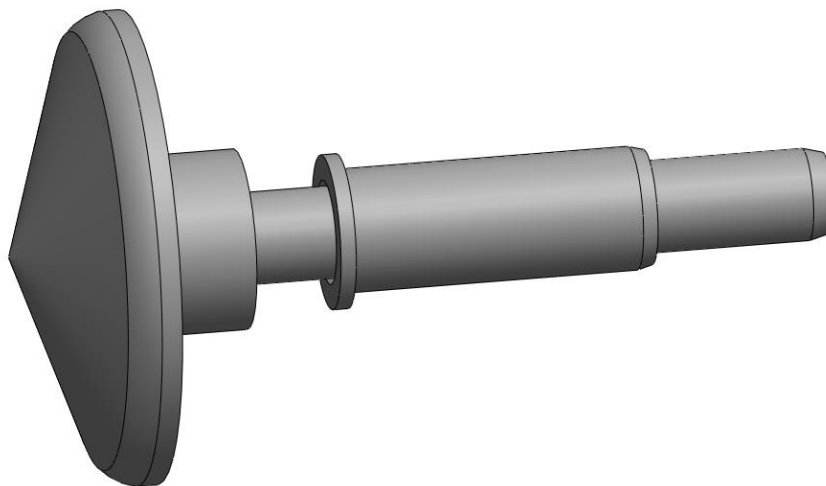
Obr. 14 Řez modelem ventilu

Parametry ventilu byly kromě průtoku odměřeny přímo z modelu.

Tab. 2 Parametry ventilu

Parametr	Hodnota	Jednotka
Maximální průtok	80	<i>l/s</i>
Vnitřní průměr příruby	107	<i>mm</i>
Vnější průměr kuželky	92	<i>mm</i>
Zdvih kuželky	17	<i>mm</i>

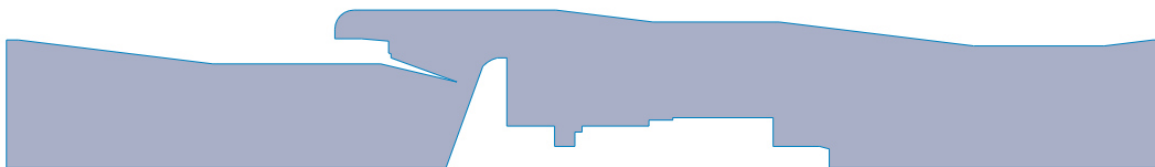
Jedná se o přírubový ventil, který se vloží mezi dvě potrubí a následně upevní šrouby. V horní části ventilu je víko, díky němuž se lze dostat k samotné kuželce. Tato kuželka je vedena ve vodícím pouzdře a je opatřena pružinou. Celé vedení kuželky je v tělese ventilu upevněno pomocí dvou žeber. Ventil je také opatřen několika průzory, díky kterým lze sledovat chování ventilu v provozu. Detail kuželky je vidět na Obr. 15.



Obr. 15 Kuželka ventilu

5.2 Vytvoření geometrie

Pro následující výpočet v programu Fluent je nutné z 3D modelu udělat geometrii, která bude použita pro výpočet. Tuto geometrii tvoří kapalina, která je uvnitř ventilu. Dá se tedy říct, že se nedělá geometrie ventilu, ale modeluje se kapalina uzavřená v prostoru ventilu. Při vytváření této geometrie se použilo několik zjednodušení. Prvním z nich je zanedbání nosného žebra, jelikož se bude zjišťovat síla působící na kuželku, tak by toto žebro nemělo mít na sílu výrazný vliv. Pokud se tedy neuvažuje žebro, je průtočná část ventilu rotačně symetrická. S tím souvisí další zjednodušení, kdy se využije právě rotační symetrie a úloha se bude řešit jako 2D. Vytvořená 2D rotačně symetrická geometrie vypadá následovně:

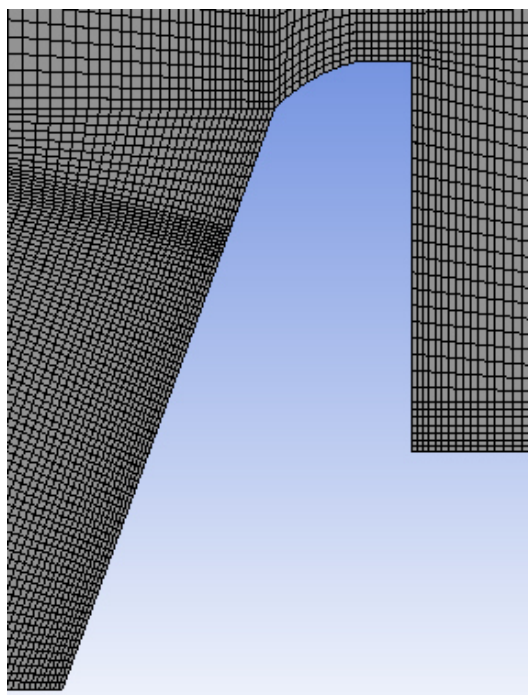


Obr. 16 2D geometrie ventilu

Geometrie byla vytvořena pro čtyři různá otevření ventilu. Jednou byl ventil zcela otevřen, poté pak otevřen ze $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$ a $\frac{1}{4}$. Pro každou geometrii byla pak samostatně vytvořena výpočetní síť.

5.3 Výpočetní síť

Na geometrii z předchozí kapitoly je nyní nutné vytvořit výpočetní síť, která má vliv na výpočty a následné výsledky, proto je nutné jí věnovat pozornost. Tato síť byla vytvořena v programu ANSYS Meshing pro každou geometrii zvlášť. Kvalita sítě je dána několika parametry, které lze sledovat. Důležitý je počet buněk a jejich tvar. V tomto případě je každá síť tvořena asi 40 tisíci čtyřhranných buněk. Se zvyšujícím se počtem těchto buněk by se sice zlepšovala přesnost, ale zároveň by se zvyšovala i výpočetní náročnost. Tvar buněk má zase vliv na konvergenci výpočtu, kdy čtyřhranné, ideálně ortogonální, buňky se jeví jako nejvhodnější. Jelikož jsou tyto buňky většinou obdélníkového tvaru, hraje roli i poměr stran těchto obdélníků. Ten je v prostředí ANSYS pojmenován jako „Aspect Ratio“ a jeho maximální hodnota by měla být ideálně menší než 5. V tomto případě se u všech sítí pohybuje okolo 5,2. Dalším ukazatelem kvalitní sítě je návaznost jednotlivých buněk, neboli konformita, která má také vliv na konvergenci výpočtu. V případě této sítě se dá mluvit o konformní síti, jelikož každá buňka přímo navazuje na buňky vedlejší. Ukázka výpočetní sítě v okolí kuželky je na Obr. 17.



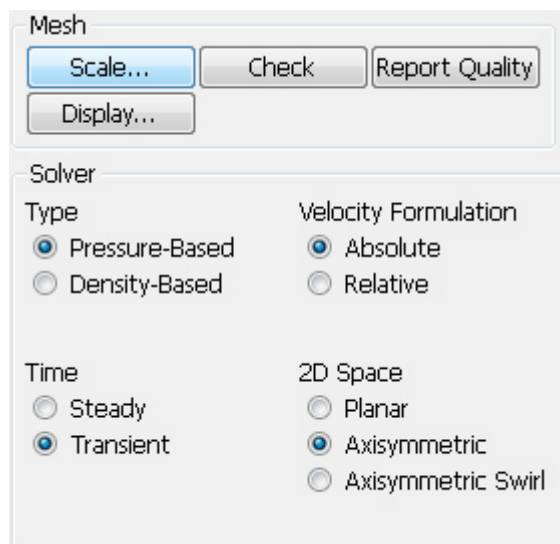
Obr. 17 Výpočetní síť v okolí kuželky

Ukázka kompletní sítě není uvedena z grafických důvodů, jelikož je dost rozměrná a její výpovědní hodnota by byla nulová.

Z předchozího obrázku si lze všimnout, že je síť v blízkosti kuželky hustější. Toto zhuštění se provádí z důvodu zachycení mezní vrstvy, která vzniká právě v blízkosti obtékaných stěn. Zhuštění se tedy musí provést v celé výpočetní doméně pokud možno ke všem stěnám. Ukazatelem tohoto zhuštění je parametr, který se nazývá Wall y^+ , jeho hodnota závisí na viskozitě proudícího média, třecí rychlosti a vzdálenosti od stěny. Konkrétní hodnoty se liší podle použitého modelu turbulence (bude popsáno v následující kapitole). Pro tento případ byl zvolen model $k-\varepsilon$, kdy doporučené hodnoty Wall y^+ by měly být v rozmezí $20 \div 120$. V tomto případě je průměrná hodnota asi 130, tedy mírně vyšší, ale na výpočty by to nemělo mít nijak výrazný vliv.

5.4 Nastavení pro výpočet

Nyní je nutné nastavit program Fluent. Zde se musí nastavit několik věcí, které mají významný vliv na řešení a jeho správnost. Prvním krokem je načtení vytvořené výpočetní sítě. Pokud je použito prostředí ANSYS Workbench, dochází k importu sítě automaticky. Po importu je důležité síť zkontrolovat, zda je vyhovující pro výpočty. K tomu slouží zabudovaná funkce „Check“ (Obr. 18). Pokud je vše v pořádku, může se pokračovat v nastavení.



Obr. 18 Nastavení řešiče

V nastavení řešiče se vybírá typ úlohy. Jelikož se řeší kmitání ventilu, bude úloha časově závislá, proto se zvolí možnost „Transient“. Jak bylo již dříve uvedeno, jedná se o rotačně symetrickou geometrii a úloha se řeší jako dvourozměrná. Ve Fluentu se pro tyto případy používá možnost „Axisymmetric“.

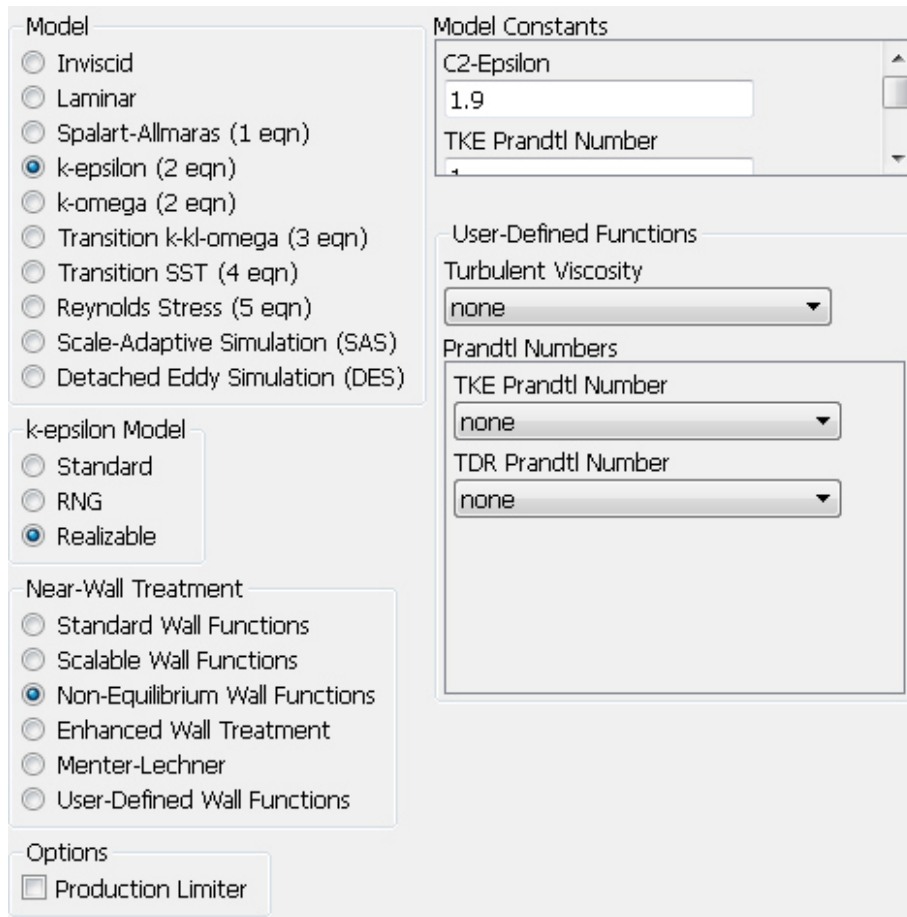
Dalším, velice důležitým krokem je výběr proudění a následně modelu turbulence. Ukazatelem, zda se jedná o proudění laminární či turbulentní je Reynoldsovo číslo.

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (55)$$

Jedná se o bezrozměrné číslo, kde v je rychlost proudění, d je charakteristický rozměr, v tomto případě vnitřní průměr potrubí (popř. příruby ventilu) a ν je kinematická viskozita. Pro průtok 80 l/s je tedy hodnota Reynoldsova čísla asi $Re = 952000$. Jako kritická hodnota Reynoldsova čísla pro potrubí se uvádí $Re = 2320$, což je přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním. Dá se tedy s jistotou tvrdit, že v tomto případě se již jedná o plně vyvinuté turbulentní proudění. Aby bylo možné toto proudění namodelovat, musí se zavést tzv. modely turbulence. Jejich volba závisí na typu úlohy, která se řeší a také na odborné predikci, jaké jevy mohou během proudění v dané oblasti vznikat.

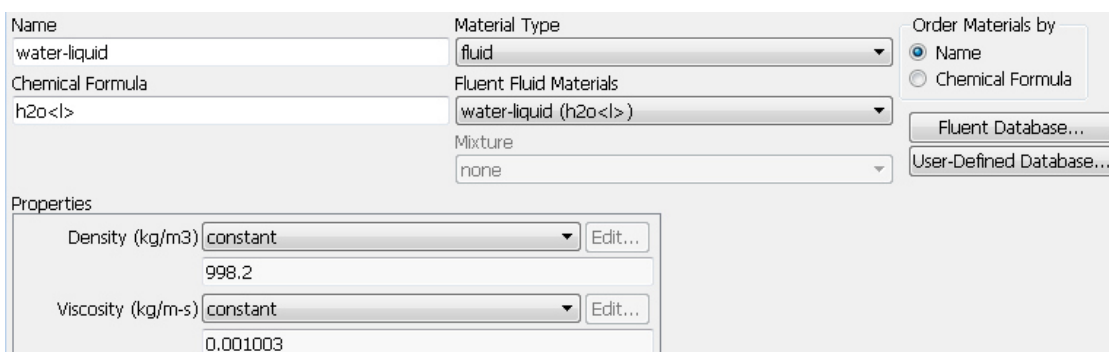
Pro tento typ úlohy byl zvolen model k- ϵ . Jedná se o dvou-rovnicový model pro vysoká Reynoldsova čísla, kde se pomocí dvou parciálních diferenciálních rovnic řeší kinetická turbulentní energie k a rychlost disipace kinetické energie turbulence ϵ . Pro bližší výběr modelu je na výběr ze tří možností. „Standard“ se dnes již téměř nepoužívá, protože počítá vyšší ztráty. „RNG“ již nemá tuto nedokonalost, ale má problémy

s konvergencí a proto byla vybrána poslední možnost „realizable“. Ta je nejnovější a disponuje jak dobrou konvergencí, tak dobrými výsledky. Nakonec se zvolila stěnová funkce, která popisuje mezní vrstvu. Zde byla zvolena „Non-Equilibrium Wall Function“, která se používá tam, kde je nenulový tlakový gradient. To je téměř v každém případě a vyhovuje tedy i této úloze.



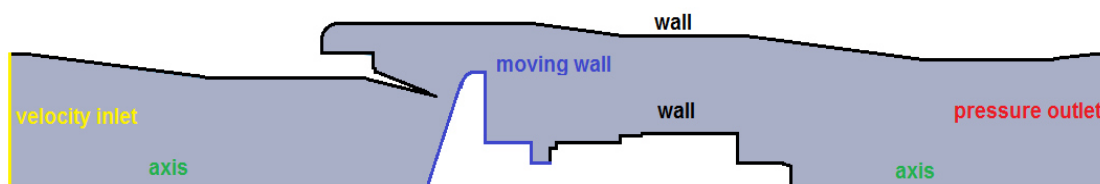
Obr. 19 Model turbulence

V dalším kroku je třeba definovat médium, které v oblasti proudí. V tomto případě se uvažuje voda v kapalně fázi, kterou má Fluent v databázi. Po načtení z databáze lze vidět i její vlastnosti, které lze případně pozměnit.



Obr. 20 Volba kapaliny a její vlastnosti

Nyní je nutné definovat okrajové podmínky. Ty musí být definovány pro každou plochu (3D) nebo křivku (2D) v oblasti. Nastavené okrajové podmínky jsou na následujícím obrázku.



Obr. 21 Okrajové podmínky

Wall

Představuje podmínku nepohyblivé stěny, která uvažuje ulpívání kapaliny na stěně. Tato podmínka byla nastavena pro stěny ventilu a pro vedení kuželky.

Axis

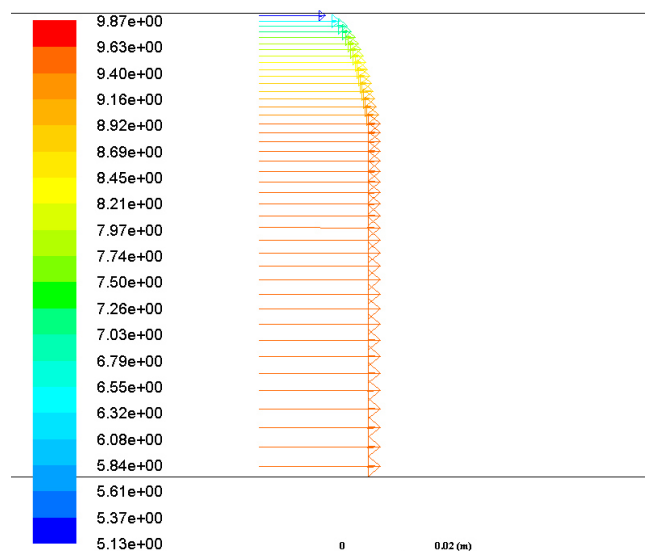
Je podmínka, která označuje osu symetrie.

Pressure outlet

Podmínka na výstupu z ventilu. Představuje výtok kapaliny do prostředí, které má určitý tlak. V této úloze se uvažoval výtok do atmosféry, nastavena byla tedy hodnota 0 Pa, protože Fluent uvažuje relativní tlak vůči tlaku atmosférickému.

Velocity inlet

Vstup kapaliny do ventilu zadáný pomocí rychlostní okrajové podmínky. Aby byly výsledky správné, musí být na vstupu vyvinuté proudění. To lze zajistit dvěma způsoby. První možnost je taková, že se před ventil namodeluje potrubí o určité délce, ve kterém se proudění vyvine. Tím by však narostl počet buněk ve výpočetní síti a celý výpočet by pak trval o poznání déle. Proto byla zvolena druhá možnost- potrubí namodelovat samostatně, nechat vyvinout proudění a poté uložit rychlostní profil, který se následně použil jako vstupní rychlost do ventilu.



Obr. 22 Rychlostní profil

Moving wall

Samotná kuželka ventilu byla definována jako pohybující se plocha. Pohyb kuželky byl periodický, popsán pomocí rovnice (54) a odtud pomocí derivace dostaneme předpis pro rychlost:

$$v = x_0 \omega \cos(\omega t). \quad (56)$$

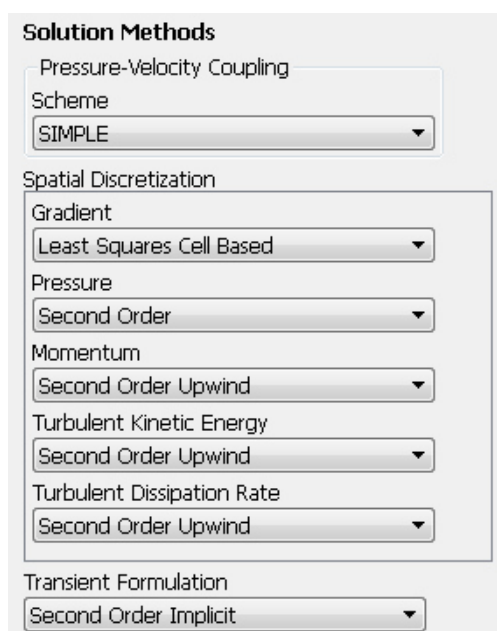
Takto definovaná rychlost kmitání kuželky se nedá zadat do Fluentu přímo, ale musí se vložit jako UDF (User Defined Function). Ta se musí vytvořit podle určitých pravidel v daném programovacím jazyku. Ukázka UDF:

```
#include "udf.h"
DEFINE_PROFILE(inlet_velocity,th,i)
{
    face_t f;
    begin_f_loop(f,th)

    {
        F_PROFILE(f,th,i) = x0*ω*cos(ω*CURRENT_TIME);
    }
    end_f_loop(f,th);
}
```

kde za x_0 a ω se přímo dosadí konkrétní hodnoty. Takto definovaná rychlost se pomocí textového souboru načte do Fluentu a poté se v nabídce okrajových podmínek zvolí jako rychlost pohybu kuželky.

Další věc, která se musí nastavit je řád přesnosti řešení. Obecně platí, že čím vyšší je přesnost výpočtu, tím je nižší jeho stabilita a může dojít k divergenci řešení. Aby se tomu předešlo, spustí se výpočet nejdříve na nižší řády přesnosti. Tím se docílí lepší konvergence a až poté se zvýší řád přesnosti a tím se výsledky zpřesní. V této úloze byly nejdříve použity první řády přesnosti, poté pak celý výpočet proběhl na druhých řádech.

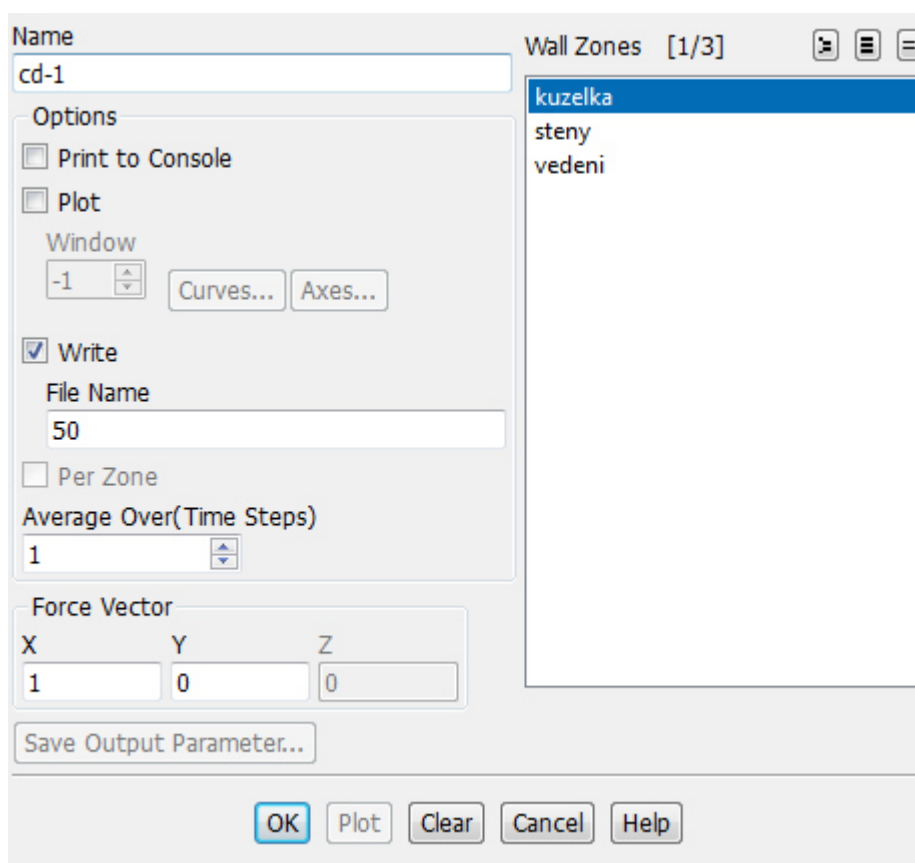


Obr. 23 Řády přesnosti řešení

Nyní je nastavené vše potřebné pro výpočet. Dále se však musí nastavit to, co se má vypočítat. V této úloze je potřeba zjistit sílu působící na kuželku ventilu. Tuto sílu umí Fluent zobrazit pouze v jednom daném časovém okamžiku, nedokáže však zaznamenávat časový průběh síly. Pro zaznamenání tohoto průběhu se použije tak zvaný monitor. Jednou z možností je použít plošný monitor a snímat tlakovou sílu vypočtenou vztahem:

$$F = \int p n dS \quad (57)$$

Nevýhodou této metody je, že snímáme pouze tlakovou sílu, takže neuvažujeme síly viskózní (Obr. 26).



Obr. 24 Monitor součinitele odporu

Druhou možností je snímat součinitele odporu c_d a vztlaku c_l . Zatímco součinitel odporu působí ve směru proudění, součinitel vztlaku je na něj kolmý a působí tedy ve směru kolmém na osu rotace. Jelikož je kuželka rotačně symetrická tak se vztlakové síly vyruší a jsou tedy nulové. Zůstane tedy pouze odporová síla F_d . Tu lze zjistit opět pomocí monitoru, tentokrát však součinitele odporu c_d (Obr. 24) a následným přepočítáním na sílu. To se provede pomocí vztahu:

$$F_d = c_d \rho \frac{v^2}{2} S \quad (58)$$

kde ρ, v, S jsou referenční hodnoty zadávané uživatelem ve Fluentu. Tyto hodnoty nemají na samotný výpočet vliv a jsou používány pouze na přepočítání síly na bezrozměrnou hodnotu

koeficientu c_d . Pokud se tedy tyto referenční hodnoty vhodně zvolí, lze získat přímo sílu. Volbu hodnot lze vidět na následujícím obrázku.

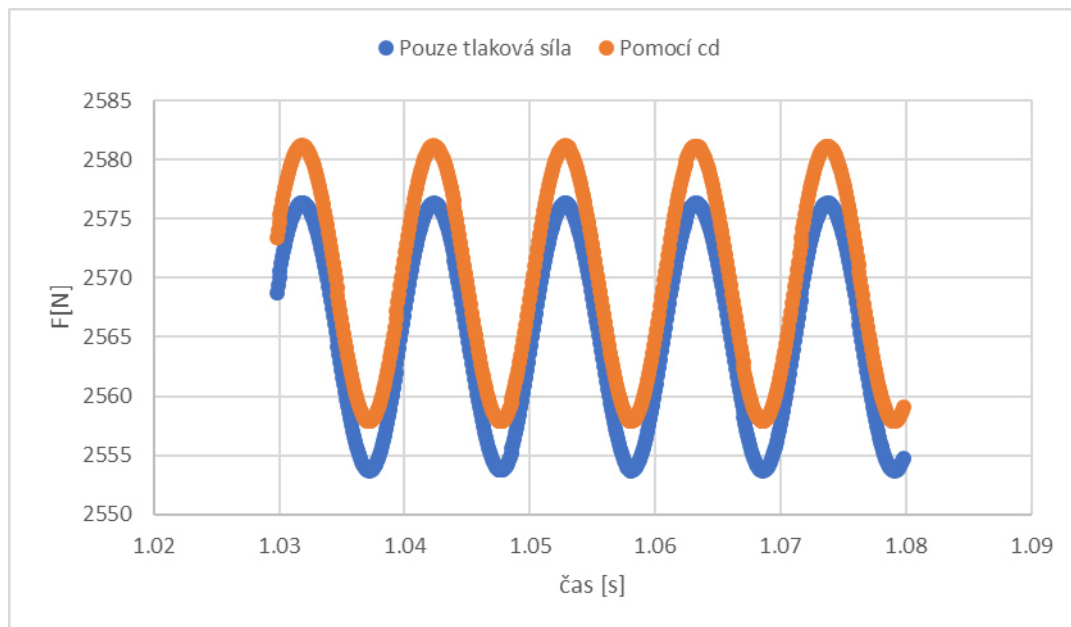
Reference Values	
Area (m2)	2
Density (kg/m3)	1
Enthalpy (j/kg)	0
Length (m)	1
Pressure (pascal)	0
Temperature (k)	288.16
Velocity (m/s)	1
Viscosity (kg/m-s)	1.7894e-05
Ratio of Specific Heats	1.4

Obr. 25 Tabulka referenčních hodnot

Kdyby byla předmětem sledování hodnota koeficientu odporu c_d , musely by být zadány reálné hodnoty všech konstant. Jelikož se v tomto případě řeší síla, jde jen o přepočítání a mohou být tedy zvoleny tyto sice nesmyslné, ale účelově zvolené hodnoty.

Následně se vypočtené hodnoty nechají zapsat do souboru, s kterým se bude dále pracovat.

Pro zajímavost je uvedeno srovnání na jednom z výpočtů při použití vztahu (57) a nebo při použití monitoru na snímání koeficientu odporu c_d .



Obr. 26 Rozdíl ve vypočtené síle

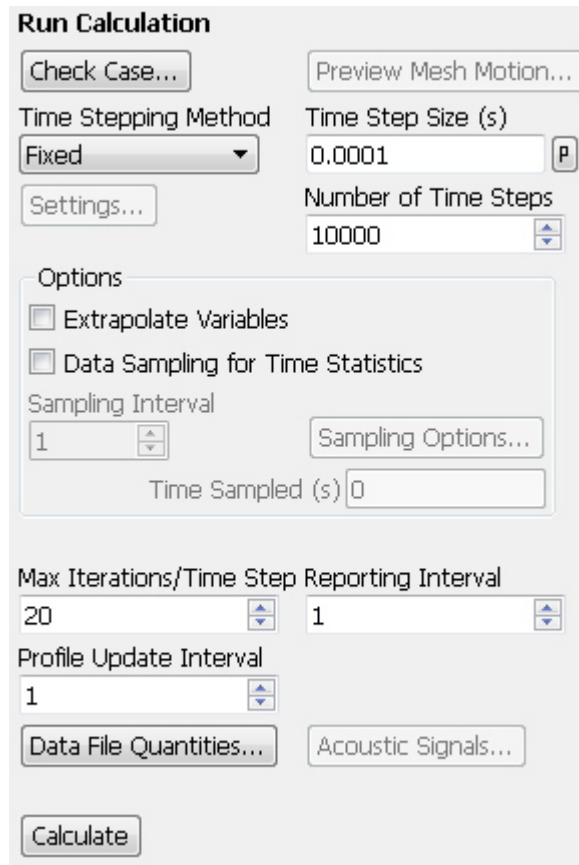
Nyní je nastaveno vše so se týká metody výpočtů a veličin, které je potřeba zjistit. Předposledním krokem je inicializace výpočtu, ve které se nastaví počáteční hodnoty. Tyto hodnoty se automaticky spočítají z okrajové podmínky na vstupu a jsou následující:

Obr. 27 Inicializace úlohy

Úplně posledním krokem před spuštěním výpočtu je nastavení časového kroku. Jeho hodnota by měla být minimálně setina periody kmitání. Ta se spočítá z úhlové rychlosti ω , která je předem zvolena.

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (59)$$

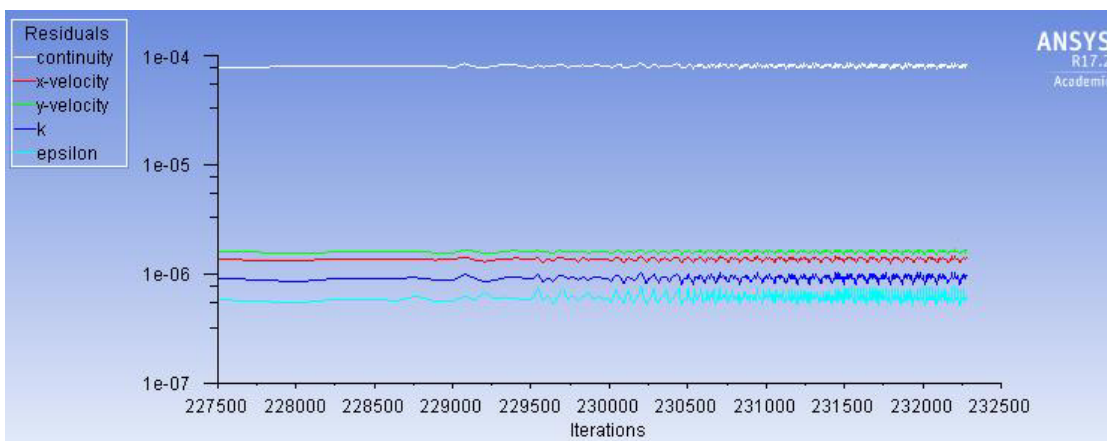
Aby byla úloha co nejvíce jednotná a neprojevovaly se nechtěné numerické chyby spojené s různým časovým krokem pro každou ω , byl zvolen časový krok pro všechny výpočty stejný. Ten byl vypočtený pro největší hodnotu úhlové rychlosti, aby byla splněna podmínka, kdy se časový krok rovná minimálně setině periody kmitů. Hodnota časového kroku byla pak nastavena na 0,0001 s.



Obr. 28 Časový krok a jejich počet

Počet iterací na jeden časový krok byl zvolen 20, počet časových kroků se pak lišil podle úhlové rychlosti, kdy pro vyšší hodnoty stačilo méně časových kroků, ale pro nižší úhlové rychlosti, a s tím spojené delší periody, jich muselo být více.

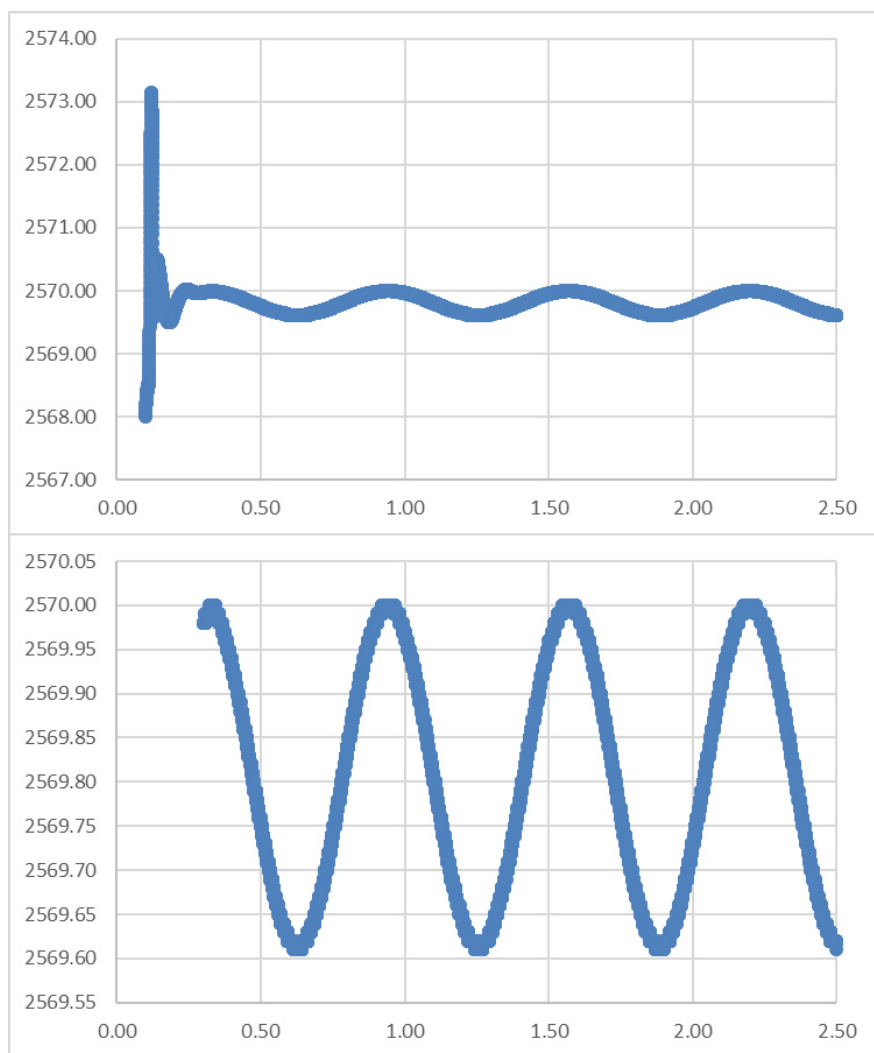
Celý výpočet konvergoval a hodnoty residuí kontinuity byly v řádech 10^{-4} , což je hodnota velice dobrá.



Obr. 29 Konvergence výpočtu

5.5 Výpočty v Excel

Po provedení všech výpočtů v programu Fluent byly výstupem textové soubory, které obsahují časovou závislost síly působící na kuželku. Tyto hodnoty se musí nejdříve upravit, protože vlivem rozruchů na počátku výpočtu je záznam nepravidelný. Tato část se tedy odstraní a nechá se pouze periodický, ustálený průběh.

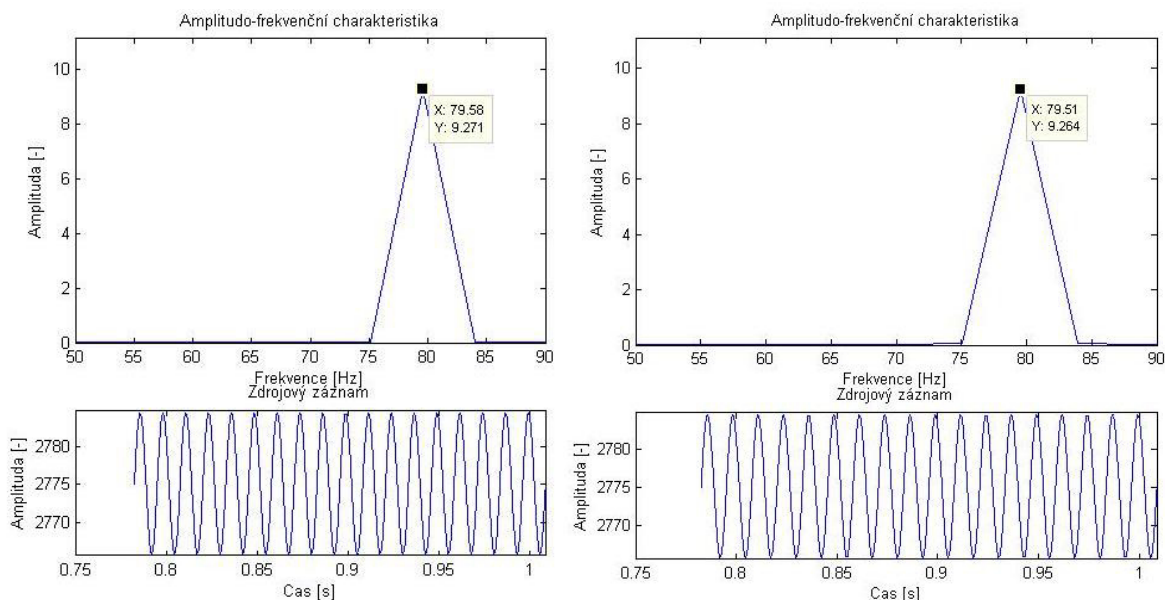


Obr. 30 Data z výpočtů před a po úpravě

Tato úprava byla provedena pro všechna získaná data. Ta je nyní potřeba zpracovat a určit z nich přídatné účinky. K tomu lze použít několik metod.

5.5.1 Fourierova transformace

První z nich je Fourierova transformace. Ta ze vstupního signálu závislého na čase vytvoří nový průběh veličiny, tentokrát závislý na frekvenci. Z něj jde pak zjistit dominantní frekvence vstupního signálu a této frekvenci odpovídající amplitudu kmitu. Jelikož je známá úhlová rychlost ω , lze si tuto frekvenci dopočítat a ověřovat tak správnost výsledků. To je ovšem velký problém, protože jako vstupní signál musí být celočíselný násobek celých period. Jelikož obdržená data netvoří spojitou funkci, ale pouze body, je téměř nemožné vytvořit dokonalou periodu. To se pak projeví na přesnosti Fourierovy analýzy a výsledná frekvence je o jistou hodnotu posunuta vůči správné hodnotě. O to nižší je i hodnota amplitudy, jejíž správná hodnota se nachází ve frekvenci spočítané z úhlové rychlosti.



Obr. 31 Porovnání Fourierových transformací

Na Obr. 31 je možné vidět Fourierovy transformace dvou totožných signálů, kdy u obrázku vpravo byl ze signálu odebrán jeden bod. Citlivost je teda znatelná a dopouští se tak poměrně velkých nepřesností. V ideálním případě, tzn. kdyby byla ideální perioda, by ve výsledné amplitudo-frekvenční charakteristice nevznikl takový trojúhelník, ale výsledkem by byl pouze jediný dominantní pík s hledanou hodnotou amplitudy. Přesnost Fourierovy transformace by šla zvětšit pomocí menšího časového kroku, kdy by se získala lepší a přesnější periodu kmitu a našla by se tak přesnější hodnota amplitudy. To by bylo však velmi náročné z časových důvodů.

Takto získané hodnoty amplitudy se pomocí fáze rozložily na reálnou a imaginární složku, ze kterých by se daly určit přídavné účinky. Výsledky získané pomocí této metody byly chaotické, hodnoty měly nahodilá znaménka i velikost. Příčinou nejspíš bude právě nepřesnost vstupního signálu. Proto bylo od této metody upuštěno a zkoušela se metoda jiná.

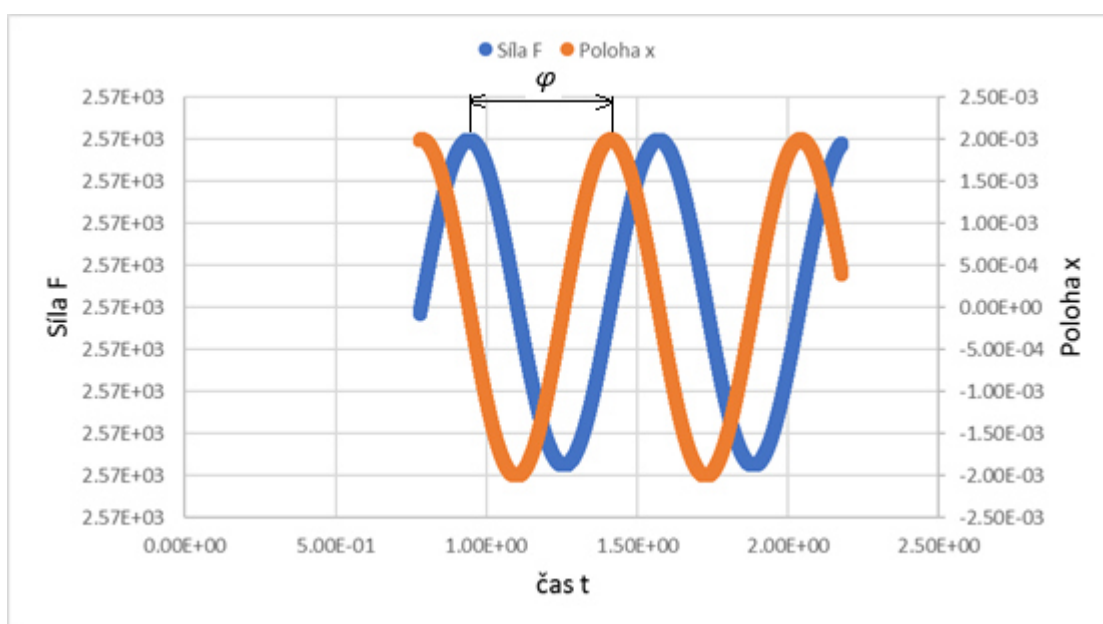
Fourierova transformace byla prováděna v programu Matlab pomocí vytvořeného kódu. Z výpočtu se daly zjistit frekvence, amplitudy a také odpovídající fáze. Program Fluent také umožňuje provádět Fourierovu transformaci, ale nelze získat hodnotu fáze, bez které by nebylo možné provést rozklad na reálnou a imaginární část.

5.5.2 Metoda nejmenších čtverců

Jako vhodné se ukázalo zpracování dat pomocí metody nejmenších čtverců. Ta spočívá v proložení získaného signálu předem definovanou regresní funkcí, ve které se dopočítají neznámé koeficienty. Jelikož víme, že průběh síly je periodický, je vhodné zvolit některou z goniometrických funkcí. Jako nejvhodnější se ukázala funkce sinus. Proto byl vytvořen její obecný předpis ve tvaru:

$$F = F_0 \sin(\omega t + \varphi) + y \quad (60)$$

kde F_0 je amplituda kmitů, ω je zadaná úhlová rychlost, t je čas, φ je fázový posun vůči poloze (Obr. 32) a y je posunutí vůči nulové hodnotě, tzn. nová rovnovážná poloha, kolem které kmitání probíhá.



Obr. 32 Fázový posun

Pro nás neznámé koeficienty jsou tedy F_0 , φ a y . K nalezení těchto koeficientů se použije právě metoda nejmenších čtverců. Princip je takový, že suma druhých mocnin (čtverců) odchylek vypočítané hodnoty od hodnoty aproximované funkcí (60) v každém časovém kroku má být co nejmenší, v ideálním případě nulová. Jinými slovy, pokud se síla získaná ve Fluentu označí F a síla aproximovaná regresní funkcí (60) se označí \bar{F} , pak:

$$\sum_{i=1}^n (F_i - \bar{F}_i)^2 = chyba \quad (61)$$

Index i značí každý časový krok snahou je navolit neznámé koeficienty tak, aby chyba byla co nejmenší. Jednou z možností je metoda „pokus-omyl“ kdy se zkouší koeficienty „nastřelit“ a poté co nejvíce zpřesňovat. To by bylo přijatelné pokud by byl pouze jeden neznámý koeficient, pro více koeficientů je pak velmi obtížné najít správnou kombinaci.

Vhodnější tedy bude použít numerické řešení. K tomu poslouží modul zabudovaný v Excelu, který je zde pojmenován „Řešitel“.

Obr. 33 Nastavení řešitele

Na Obr. 33 je vidět prostředí řešitele a jeho nastavení. Jako účelová funkce se zvolí vypočtená chyba a požadavkem je, aby její hodnota byla nulová. To by znamenalo dokonalé proložení původní funkce námi zvolenou regresí. Jako proměnné modelu se zvolí neznámé koeficienty, tedy F_0 , φ a y . Pro správné řešení je dobré mít alespoň přibližnou představu o výsledných hodnotách a tyto hodnoty nastavit před samotným použitím řešiče jako počáteční, od kterých se řešitel může „odrazit“. Pokud by se tento krok neprovedl, mohlo by se stát, že vůbec nedojde k vyřešení, nebo by výstupem byly nesmyslné výsledky.

5.5.3 Určení přídatných účinků

Ať už se vyhodnocení dat provede Fourierovou transformací nebo metodou nejmenších čtverců, získají se potřebné hodnoty. Těmi jsou amplituda kmitu F_0 , fázový posun φ a posunutí y .

Nyní je dobré si shrnout všechny rovnice, které jsou k dispozici: pro polohu, rychlost a zrychlení kuželky a také rovnici pro sílu, která je dána z předchozí kapitoly.

$$x = x_0 \sin(\omega t) \quad (62)$$

$$\dot{x} = x_0 \omega \cos(\omega t) \quad (63)$$

$$\ddot{x} = -x_0 \omega^2 \sin(\omega t) \quad (64)$$

$$F = F_0 \sin(\omega t + \varphi) + y \quad (65)$$

Dále budou důležité pouze kmity kolem rovnovážné polohy. Její velikost je dána stacionárním prouděním kolem kuželky, které je dáno průtokem a polohou kuželky. Pokud je průtok u všech případů stejný, bude závislá pouze na daném otevření. Tato rovnovážná poloha tedy souvisí s polohou kuželky a lze ji označit za tuhostní sílu od kapaliny F_k , pro kterou platí vztah:

$$F_k = y = kx \quad (66)$$

, kde x je stlačení pružiny a pro úplné zavření ventilu platí, že $x = 0$ a k je tuhost pružiny. Čím je ventil více otevřen, tím se snižuje síla F_k , zvyšuje se poloha x a tím pádem se snižuje potřebná tuhost pružiny pro udržení kuželky v této poloze. V plně uzavřené poloze by tedy musela být tuhost pružiny nekonečně velká. V praxi by se takový případ řešil předpětím pružiny.

Nyní se tedy nebudou dále řešit člen y v rovnici pro sílu (65) a člen kx v obecné pohybové rovnici. Poté vznikne zkrácená pohybová rovnice:

$$F_0 \sin(\omega t + \varphi) = Mx_0\omega^2 \sin(\omega t) - Bx_0\omega \cos(\omega t) \quad (67)$$

Tato rovnice obsahuje 2 neznámé členy, kterými jsou přídavné účinky kapaliny. Musí se tedy řešit jedna rovnice o dvou neznámých. Pro řešení se přejde do komplexní roviny. To znamená, že se rovnice (63) až (65) musí přepsat do tvaru komplexních čísel:

$$\dot{x} = x_0\omega i e^{i\omega t} \quad (68)$$

$$\ddot{x} = -x_0\omega^2 e^{i\omega t} \quad (69)$$

$$F = F_0 e^{i(\omega t + \varphi)} = F_0 e^{i\omega t} e^{i\varphi} \quad (70)$$

kde i je imaginární jednotka, která má hodnotu:

$$i = \sqrt{-1} \quad (71)$$

Dále platí:

$$e^{i\omega t} = \cos(\omega t) + i\sin(\omega t) \quad (72)$$

Pokud se tedy vztahy (68) až (70) dosadí do pohybové rovnice:

$$F_0 e^{i\omega t} e^{i\varphi} = Mx_0\omega^2 e^{i\omega t} - Bx_0\omega i e^{i\omega t} \quad (73)$$

U každého členu se objevuje výraz $e^{i\omega t}$, proto lze celou rovnici tímto členem vydělit. Pro člen $e^{i\varphi}$ platí obdobný vztah jako (72). Pokud se tedy aplikuje tento rozklad, rovnice přejde do tvaru:

$$F_0 \cos \varphi + F_0 i \sin \varphi = Mx_0\omega^2 - iBx_0\omega \quad (74)$$

Řešení této rovnice se provede tak, že se sobě musí rovnat reálné i imaginární části na obou stranách rovnice. Pokud se celá rovnice vydělí konstantou x_0 odseparuje se od sebe reálná a imaginární část, získají se konečné vztahy pro přídavné účinky.

$$\frac{F_0}{x_0} \cos \varphi = M \omega^2 \quad (75)$$

$$\frac{F_0}{x_0} \sin \varphi = -B \omega \quad (76)$$

V těchto rovnicích jsou neznámé pouze přídavné účinky. Hodnoty úhlové rychlosti ω a amplituda výchylky x_0 jsou dané ze zadání, amplitudu síly F_0 a fázový posun φ byly zjištěny pomocí metody nejmenších čtverců.

Pro vyčíslení těchto přídavných účinků byla vytvořena kvadratická, popř. lineární regresní funkce vyplývající z rovnic (75), popř. (76). Touto funkcí byly proloženy závislosti vypočítané hodnoty reálné a imaginární složky síly na úhlové rychlosti.

Pro reálnou složku:

$$F_1 = \frac{F_0}{x_0} \cos \varphi = C_1 \omega^2 \quad (77)$$

a imaginární složku:

$$F_2 = \frac{F_0}{x_0} \sin \varphi = C_2 \omega \quad (78)$$

Po proložení se zjistily koeficienty C_1 a C_2 , které přímo odpovídají hodnotám přídavné hmotnosti a tlumení pro dané otevření ventilu:

$$M = C_1 \quad (79)$$

$$B = -C_2 \quad (80)$$

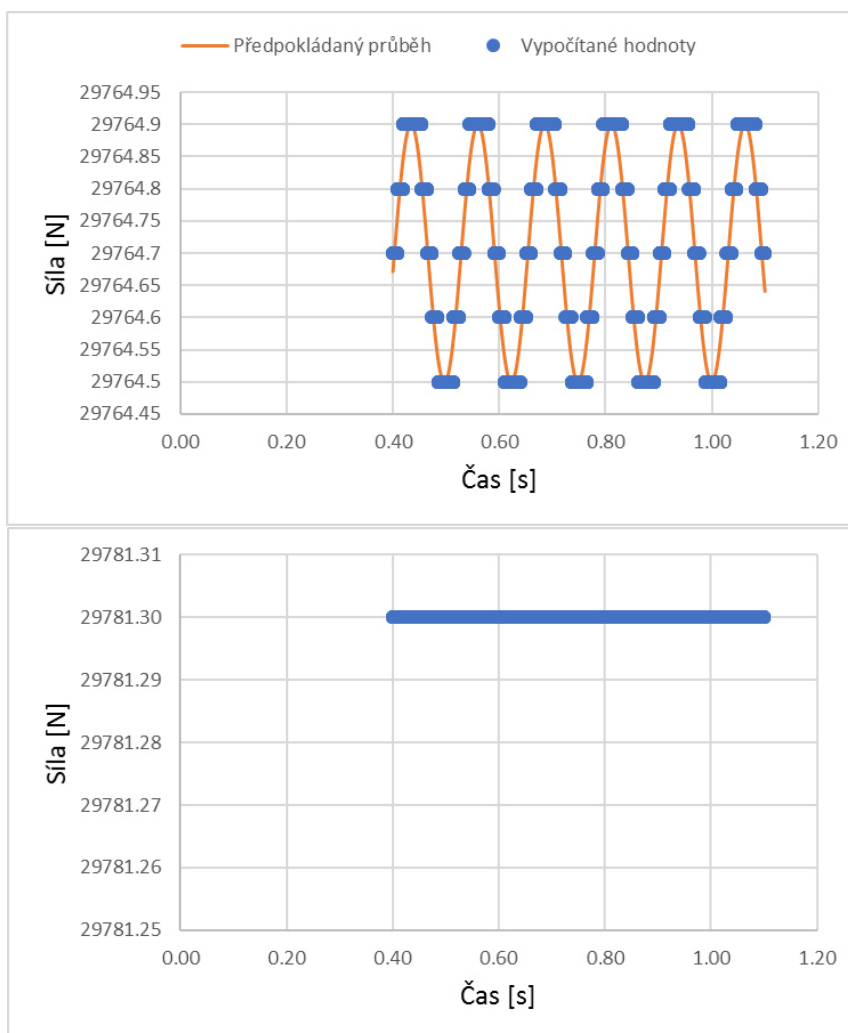
6 Výsledky

Po provedení výpočtu dle předchozího postupu byly pro každou polohu kuželky vyhodnoceny přídatné účinky.

Na následujících grafech lze vidět hodnoty reálné a imaginární složky síly v závislosti na úhlové rychlosti. Ty byly následně proloženy regresními funkcemi a z koeficientů zjištěny přídatné účinky. Regresní funkce byla vytvořena opět pomocí metody nejmenších čtverců.

6.1 Otevření na 25 %

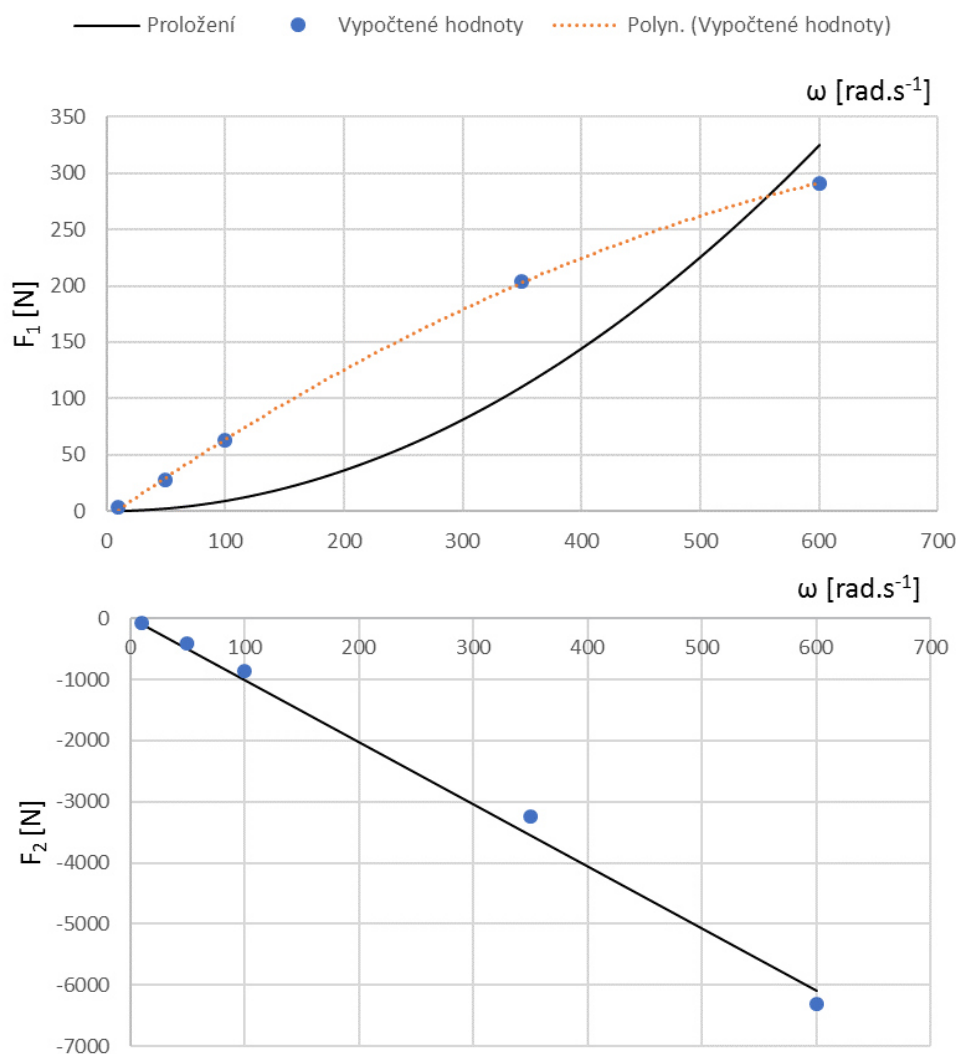
Výpočty pro tuto polohu kuželky nebylo možno provést. Důvodem je přesnost výsledků vyexportovaných z programu Fluent. Ten v případě koeficientu c_d vypisuje hodnoty na 6 platných číslic. Při tomto otevření vznikaly velké stacionární síly v řádech desetitisíců a vstupní data byla tedy zaokrouhlena na desetiny. Jelikož kmitání probíhalo v řádově nižších mezích (amplitudy kmitu řádově desetiny až setiny), došlo k zaokrouhlování a tím k postupnému potlačení kmitající složky síly. V některých bodech výpočtu došlo až k extrémnímu případu, kdy hodnoty byly zaokrouhleny tak, že se neměnily a vykreslením vznikla pouze přímka (Obr. 34 dole).



Obr. 34 Zaokrouhlovací chyba

6.2 Otevření na 50 %

Výsledky pro toto otevření mají velice zvláštní charakter. Jedná se o jediný případ, kdy reálná část síly nabývala kladných hodnot, tedy i kladných přídavných hmotností. Problém je v jejím průběhu, protože tvar paraboly je konkávní, zatímco u ostatních je konvexní. To způsobí, že hodnoty nelze proložit regresní funkcí dle předpisu, protože odchylka od skutečnosti (tzn. chyba) by byla příliš velká.



Obr. 35 Otevření ventilu na 50 %

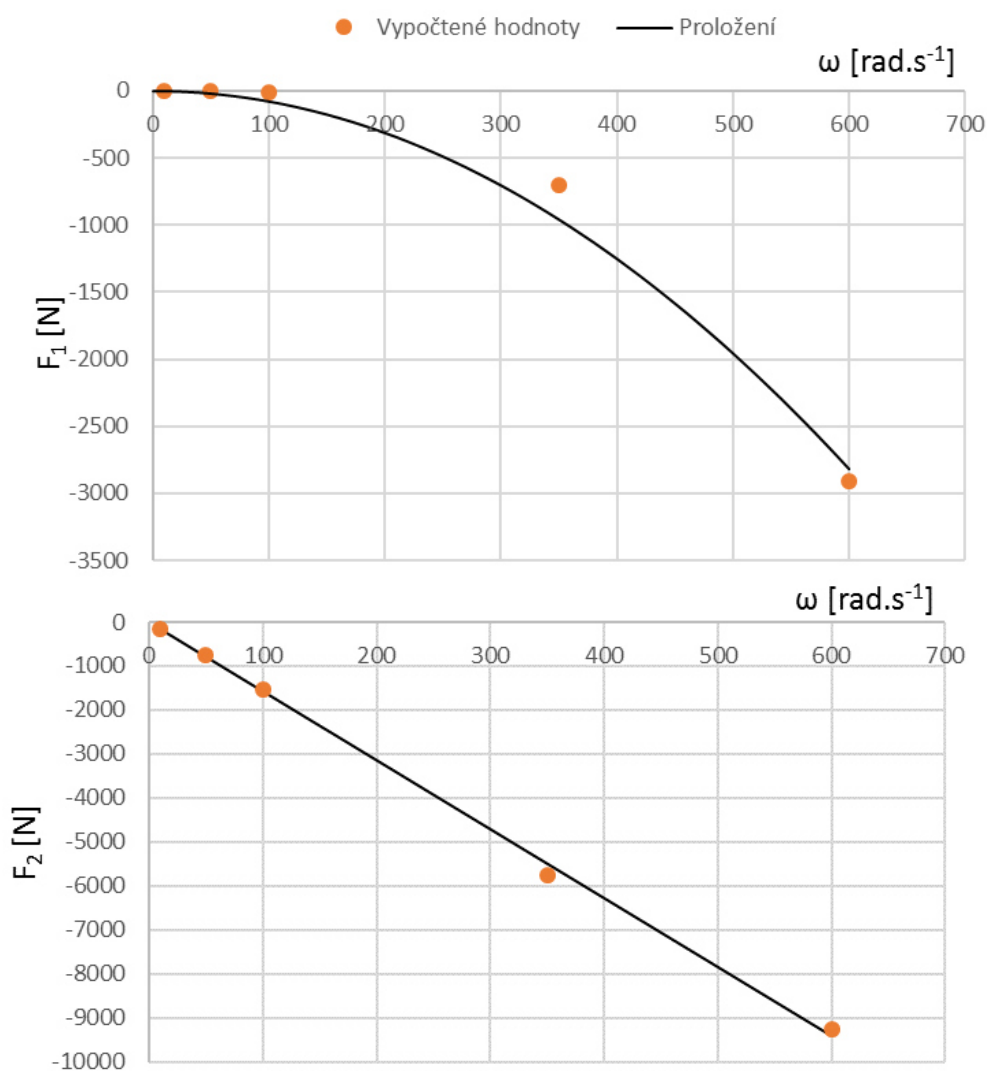
Po proložení polynomem druhého stupně lze sledovat kvadratický průběh, jedná se však o obecný tvar polynomu 2. stupně. Pro zjištění přídavné hmotnosti je nutné mít pouze kvadratický člen. Vytvořená regresní funkce se neshoduje s realitou, proto nebyla brána v úvahu a byla proložena pouze síla F_2 .

Regresní funkce pro proložení má tvar:

$$F_2 = -10.1712\omega \quad (81)$$

6.3 Otevření na 75 %

Grafické závislosti pro vypočtení přídavných účinků:



Obr. 36 Otevření ventilu na 75 %

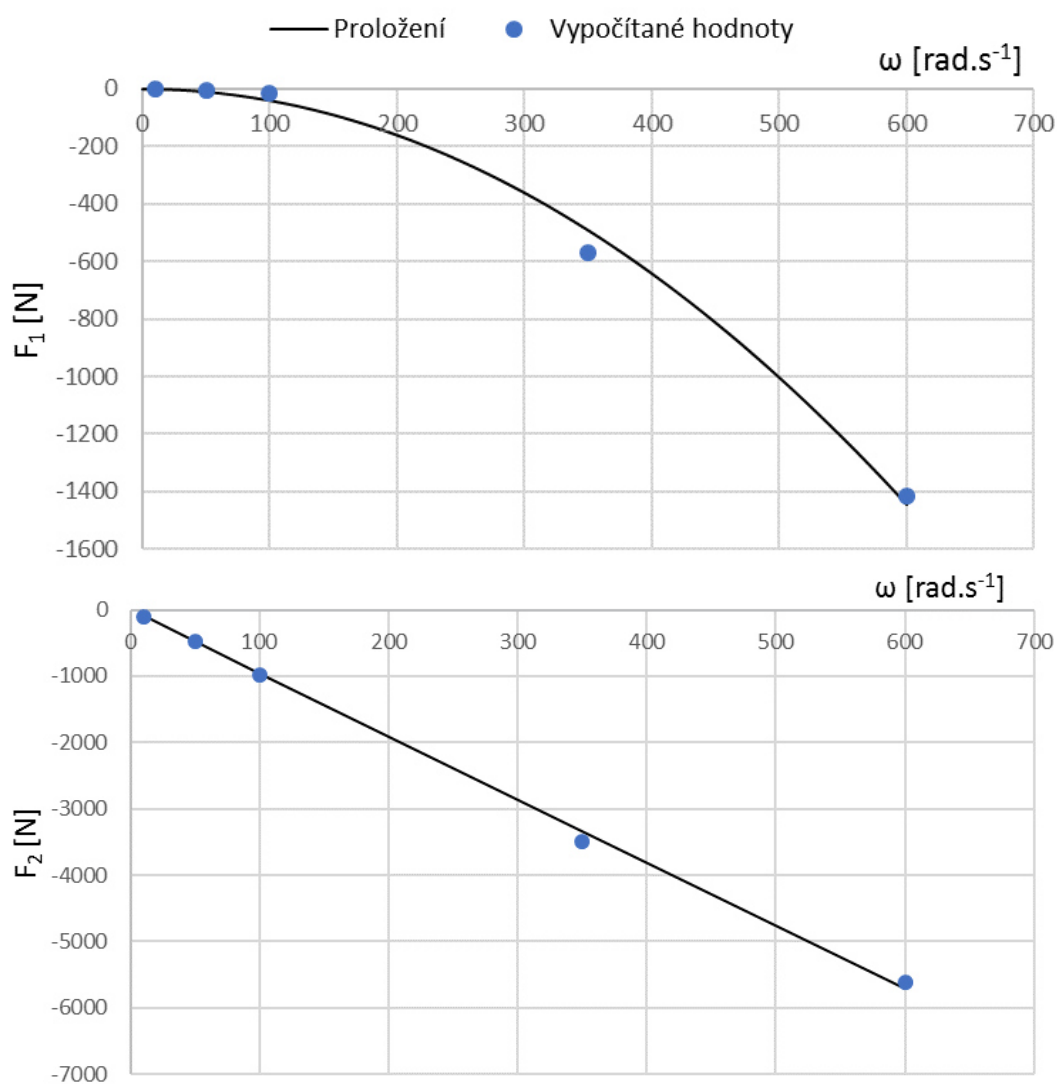
Regresní funkce pro proložení mají tvar:

$$F_1 = -0.0078\omega^2 \quad (82)$$

$$F_2 = -15.7009\omega \quad (83)$$

6.4 Plné otevření

Grafické závislosti pro vypočtení přídavných účinků:



Obr. 37 Plné otevření ventilu

Regresní funkce pro proložení mají tvar:

$$F_1 = -0.004\omega^2 \quad (84)$$

$$F_2 = -9.5267\omega \quad (85)$$

6.5 Shrnutí výsledků

Jak už bylo uvedeno, koeficienty u jednotlivých regresních funkcí mají přímo hodnotu přídatných hmotností v případě reálné složky, nebo zápornou hodnotu přídatných tlumení v případě imaginární složky. Shrnutí těchto hodnot je v následující tabulce.

Tab. 3 Výsledky výpočtu

Otevření ventilu	Přídavná hmotnost	Přídavné tlumení	Tuhostní síla
	$M [kg]$	$B [N \cdot s/m]$	$F_k [N]$
25 %	-	-	-
50 %	-	10,1712	9686
75 %	-0,0078	15,7009	4433
100 %	-0,0040	9,5267	2569

Výsledky by bylo možné zpřesnit několika způsoby. Jedním z nich je ještě menší časový krok. To by způsobilo lepší vykreslení průběhu síly a následně jeho kvalitnější proložení metodou nejmenších čtverců. Pro nejpřesnější výsledky by se ale musela odstranit zaokrouhlovací chyba Fluentu. Otázkou zůstává, zda je vůbec možné zvýšit počet platných číslic nebo šlo o nedostatečné zkušenosti s programem ze strany uživatele. Pro zpřesnění celkových hodnot přídatných účinků by bylo vhodné mít co největší počet bodů. Poté by bylo přesnější proložení těchto hodnot a tím i přesnější výsledky přídatných účinků.

Oba tyto způsoby zpřesnění však způsobí zvýšení výpočtové náročnosti, zejména z časového hlediska. Již v tomto případě, kdy byly zvoleny 4 polohy kuželky a v každé poloze počítány síly pro 5 hodnot úhlových rychlostí, to představuje 20 jednotlivých výpočtů, kdy každý trvá řádově několik hodin.

7 Diskuze k výsledkům

Lze si povšimnout, že výsledné přídavné hmotnosti jsou jednak poměrně malé, řádově jednotky gramů. Co je ale více zážející je jejich záporná hodnota. Z fyzikálního hlediska je záporná hmotnost nesmyslná. V praxi by to znamenalo, že hmotnost samotné kuželky by byla snížena o hodnotu přídavné hmotnosti, jak vyplývá z pohybové rovnice s uvažování okolního prostředí:

$$(m_{ij} + M_{ij})\ddot{u}_j + (b_{ij} + B_{ij})\dot{u}_j + (k_{ij} + K_{ij})u_j = f_i \quad (86)$$

Očekávaná byla spíše kladná hodnota přídavné hmotnosti, která by fyzikálně dávala smysl a v pohybové rovnici by celková hmotnost narostla právě o tuto hodnotu. Následek tohoto nárůstu by byl například ve vlastní frekvenci netlumených kmitů, pro které obecně platí:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (87)$$

V tomto případě se uvažuje celková hmotnost, tedy hmotnost kmitajícího tělesa a přídavná hmotnost. Vztah se tedy změní na:

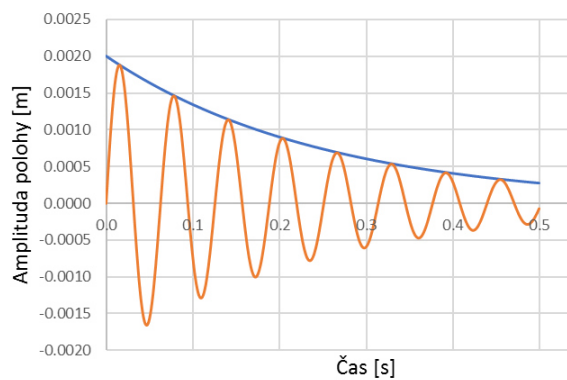
$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m + M}} \quad (88)$$

Lze si tedy všimnout, že pokud těleso kmitá v prostředí, jehož vliv se nedá zanedbat, zvýší se pomyslně jeho hmotnost. To má za následek snížení vlastní frekvence. V mechanice tekutin je tento jev poměrně známý a uvádí se, že například pro lopatky hydraulických strojů je vlastní frekvence ve vodě o 20-30 % nižší než na vzduchu. V případě této úlohy by však frekvence naopak vzrostla, což je v rozporu s předchozím tvrzením.

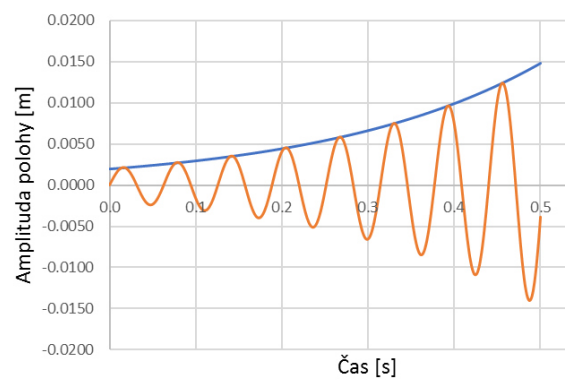
Co se přídavného tlumení týče, jeho hodnota vyšla dle očekávání kladná. V tomto případě by záporná hodnota nebyla nesmyslná jako záporná hmotnost. Znaménko tlumení totiž určuje stabilitu celého systému. V případě této úlohy se uvažovala amplituda výchylky jako buzení a byla tedy konstantní. V případě tlumeného kmitání bez buzení by amplituda klesala, popř. rostla podle exponenciální funkce:

$$A = A_0 e^{-bt} \quad (89)$$

Pro kladné tlumení b má tedy exponenciála klesající trend a časem dojde k úplnému zatlumení. V tomto případě se mluví o stabilním systému (Obr. 38 a). Pokud by však hodnota tlumení vyšla záporně, exponenciála by rostla do nekonečna a systém by se celý rozkmital. Jednalo by se tedy o nestabilní systém (Obr. 38 b), který je samozřejmě nežádoucí.



a)



b)

Obr. 38 Příklad systému: a) stabilního, b) nestabilního

8 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo seznámení se se zpětnými armaturami. Ty jsou v hydraulických systémech velice rozšířené a tvoří jejich nedílnou součást. Chování těchto prvků je ovlivněno nejen jejich konstrukcí, ale také okolní kapalinou.

V první části byl vypracován přehled nejpoužívanějších konstrukcí ventilů a klappek. Rozdíl mezi jednotlivými typy je dán buď tvarem uzavíracího členu nebo pohybem, jaký tento člen vykonává. Při výběru vhodné zpětné armatury se musí dbát na několik kritérií, kterými je například průtok, tlak, tlaková ztráta, průměr potrubí, v kterém má být umístěna, ale v neposlední řadě také cena. Nejen že špatně zvolená armatura by nemusela pracovat tak jak má, ale mohla by také způsobit řadu problémů a nechtěných jevů.

Jedním z jevů, který lze sledovat u zpětného ventilu je kmitání kuželky. Pro toto kmitání lze napsat pohybovou rovnici, stejně jako pro každé jiné kmitající těleso. Odvozením této pohybové rovnice se zabývá druhá část této práce. Celé odvození spočívá v určení síly působící na kuželku. Tato síla se odvodí z pohybové rovnice kapaliny, konkrétně Navierovi-Stokesovi rovnice. Po odvození vztahu pro sílu se následně dosadí do pohybové rovnice tělesa. V této rovnici pak vzniknou členy, které mají význam přídatných účinků.

K tomu, aby mohly být zjištěny přídatné účinky je tedy nutné znát průběh síly na kmitající těleso. Tato síla byla počítána v programu Fluent, kdy předmětem sledování byl model reálné klapky. Třetí část práce se proto věnuje popisu tohoto modelu, postupu vytvoření modelu pro výpočet a v neposlední řadě také tvorbě výpočetní sítě. Poté se přešlo k samotným výpočtům síly ve Fluentu. Podmínky proudění a jednotlivé body, pro které měly být zjištěny přídatné účinky, byly předem stanoveny. Je zde také podrobně popsán postup a odůvodnění jednotlivých kroků.

Poslední část práce je zaměřena na vyčíslení přídatných účinků a celkovému vyhodnocení. Nejprve byla odvozena pohybová rovnice pro tento případ, kdy se vypočítané síly prokládaly pomocí metody nejmenších čtverců. Poté následoval přechod do komplexních čísel. Zde byl proveden rozklad zjištěné síly na reálnou a imaginární složku komplexního čísla. Při výpočtech síly ve Fluentu nastala řada problémů a nejasností, které se musely řešit. Velká část z nich byla odstraněna, některé však vyřešeny nebyly ani po odborných konzultacích se zkušenými uživateli. Tím byla například zaokrouhlovací chyba, kdy vlivem malého počtu desetinných míst nebylo možné postihnout kmitání i některých bodů. Následkem toho pak nemohl být vyhodnocen případ, kdy byla kuželka otevřena na 25 %. V samotném vyhodnocení ostatních poloh kuželky se zaokrouhlovací chyba také občas naskytla, ale nebyla tak velká, aby znemožnila vyhodnocení. Lze však prohlásit, že na přesnost výsledků nějaký vliv určitě měla.

Problém byl také s vyhodnocením 50% otevření, které vykazovalo odlišné chování, než následující polohy. O správnosti tohoto řešení tedy může být pochybováno.

Pro plné a 75% otevření ventilu proběhly výpočty bez větších problémů. Velikosti vypočítaných hodnot jsou však diskutabilní, jelikož se nedají nijak ověřit. Řádově jsou však fyzikálně přijatelné a nedá se říct, že by byly nějak nesmyslné.

Z hodnot přídatných tlumení lze prohlásit, že je daný systém stabilní. Zarážející je však záporná přídatná hmotnost. Otázkou zůstává proč a jak se zde záporné znaménko objevilo. Průběhy sil z Fluentu jsou na první pohled správné: čím více je ventil uzavřený, tím na něj působí větší síla a čím vyšší je úhlová rychlost kmitání, tím větší je amplituda síly. Další příčina záporné hmotnosti by mohla být v pohybové rovnici. Ta však byla odvozena mnohokrát několika způsoby, všechny ale vedly ke stejnému výslednému tvaru. Přepočítány byly i samotné síly ve Fluentu, které vyšly také téměř totožné.

Jelikož otázka přídavných účinků kapaliny zatím není příliš prozkoumaná oblast, mohla by tato práce sloužit k dalšímu, hlubšímu zkoumání a vysvětlení některých nejasností, které se v této práci objevily.

Seznam použitých symbolů

Značka	Rozměr	Název
ρ	kg/m^3	Hustota
v_i, v_j	m/s	Vektor rychlosti
x_i, x_j	m	Polohový vektor
σ_{ij}	Pa	Tenzor napětí
t	s	Čas
g_i, g_m	m/s^2	Gravitační zrychlení
Π_{ij}	Pa	Nevratná část tenzoru napětí
τ_{ij}	Pa	Vratná část tenzoru napětí
η	$Pa \cdot s$	Dynamická viskozita
v_{ij}	s^{-1}	Tenzor rychlosti deformace
b	$Pa \cdot s$	Druhá viskozita
δ_{ij}	—	Kroneckerovo delta
v_{kk}	s^{-1}	Divergence rychlosti
p	Pa	Tlak
θ	m^2	Celková plocha
Γ	m^2	Plocha ohraničující kapalinu
S	m^2	Plocha zkoumaného tělesa
n_i, n_j	—	Vnější jednotkový normálový vektor
F_i	N	Síla od kapaliny působící na těleso
ω_{ij}	s^{-1}	Rotor rychlosti
V	m^3	Objem
m_{ij}	kg	Hmotnost tělesa
b_{ij}	$N \cdot s/m$	Vnější tlumení
k_{ij}	N/m	Vnější tuhost
f_i	N	Vnější buzení
x_j, u_j, x	m	Poloha tělesa
$\dot{x}_j, \dot{u}_j, \dot{x}$	m/s	Rychlost tělesa
$\ddot{x}_j, \ddot{u}_j, \ddot{x}$	m/s^2	Zrychlení tělesa
M_{ij}	kg	Přídavná hmotnost
B_{ij}	$N \cdot s/m$	Přídavné tlumení
K_{ij}	N/m	Přídavná tuhost
Y	Pa	Tlaková funkce
v_{0i}	m/s	Počáteční rychlost
p_0	Pa	Počáteční tlak
Γ_1, Γ_2	m^2	Vstupní, výstupní plocha
H_j	m	Obecná funkce závislá na poloze
A_i	m/s	Integrační konstanta
ω	rad/s	Úhlová rychlost
Re	—	Reynoldsovo číslo
ν	m^2/s	Kinematická viskozita

d	m	Charakteristický rozměr
F_d	N	Odporová síla
c_d	—	Součinitel odporu
T	s	Perioda
F_0	N	Amplituda síly
φ	rad	Fázový posuv
y	N	Rovnovážná poloha kmitů
i	—	Imaginární jednotka
C_1	kg	Koeficient kvadratické funkce
C_2	$N \cdot s/m$	Koeficient lineární funkce
F_k	N	Tuhostní síla
F_1	N	Reálná složka síly
F_2	N	Imaginární složka síly
Ω	rad/s	Vlastní úhlová rychlost
A	m	Aktuální amplituda výchylky
A_0	m	Počáteční amplituda výchylky

Seznam obrázků

Obr. 1 Kuličkový zpětný ventil [3]	16
Obr. 2 Kuličkový ventil bez pružiny [4]	16
Obr. 3 Pístový zpětný ventil [5]	17
Obr. 4 Diskový ventil [6], [7].....	18
Obr. 5 Zavěšená klapka [9]	19
Obr. 6 Naklápěcí klapka [9]	20
Obr. 7 Motýlová klapka [9].....	21
Obr. 8 Membránový zpětný ventil [10].....	22
Obr. 9 Ventil „Duckbill“ [13]	23
Obr. 10 Síla na elementární plochu.....	26
Obr. 11 Těleso v uzavřeném objemu kapaliny.....	27
Obr. 12 Těleso v proudu kapaliny	29
Obr. 13 Vliv nelineárního členu.....	34
Obr. 14 Řez modelem ventilu	36
Obr. 15 Kuželka ventilu	37
Obr. 16 2D geometrie ventilu.....	37
Obr. 17 Výpočetní síť v okolí kuželky.....	38
Obr. 18 Nastavení řešiče	39
Obr. 19 Model turbulence	40
Obr. 20 Volba kapaliny a její vlastnosti.....	40
Obr. 21 Okrajové podmínky.....	41
Obr. 22 Rychlostní profil	41
Obr. 23 Řády přesnosti řešení	42
Obr. 24 Monitor součinitele odporu.....	43
Obr. 25 Tabulka referenčních hodnot	44
Obr. 26 Rozdíl ve vypočtené síle	44
Obr. 27 Inicializace úlohy	45
Obr. 28 Časový krok a jejich počet.....	46
Obr. 29 Konvergence výpočtu	46
Obr. 30 Data z výpočtů před a po úpravě.....	47
Obr. 31 Porovnání Fourierových transformací	48
Obr. 32 Fázový posun	49
Obr. 33 Nastavení řešitele	50
Obr. 34 Zaokrouhlovací chyba.....	53
Obr. 35 Otevření ventilu na 50 %	54
Obr. 36 Otevření ventilu na 75 %	55
Obr. 37 Plné otevření ventilu	56
Obr. 41 Příklad systému: a) stabilního, b) nestabilního	59

Seznam tabulek

Tab. 1 Hodnoty úhlových rychlostí.....	35
Tab. 2 Parametry ventilu	36
Tab. 3 Výsledky výpočtu	57

Použitá literatura

- [1] CHECK VALVE. *Sangong Flow Control Co. Limited* [online]. 2012 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.sangongvalve.com/22-check-valve>
- [2] PAVLÍK, V. *Dynamická charakteristika zpětné armatury*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 66 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.
- [3] WORKING PRINCIPLE OF A CHECK VALVE AND ITS TYPES IN HYDRAULIC SYSTEM. *Engineering Made Easy* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.hkdivedi.com/2016/02/working-principle-of-check-valve-and.html>
- [4] Ball Type Check Valves. *Normex Valves Pvt. Ltd.* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: http://www.normexvalves.com/ball_check_model_b01.html
- [5] Piston Type Pressure Seal Bonnet. *Fluitek Orsenigo Valves S.p.A.* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.fluitekvalves.com/product/check-valves/piston-type-pressure-seal-bonnet>
- [6] Check Valves Information. *Engineering360* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: http://www.globalspec.com/learnmore/flow_control_flow_transfer/valves/check_valves
- [7] Uzavírací a zpětné ventily, zpětné klapky. SČA - Severočeská armatura [online]. 2015 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.sca.cz/download/produkty/Z26.pdf>
- [8] *Department of Energy Fundamentals Handbook* [online]. 1993, 50 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <https://energy.gov/sites/prod/files/2013/06/f2/h1018v2.pdf>
- [9] VAL-MATIC VALVE AND MANUFACTURING CORP. *Design and Selection Criteria of Check Valves* [online]. 2011, 25 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.valmatic.com/pdfs/DesignSelectCriteriaCV.pdf>
- [10] *Steam and condensate loop: effective steam engineering for today*. S.l.: Spirax-Sarco, 2011. ISBN 978-095-5069-154.
- [11] Norval Non-Return Check Valve Method of Operation. *Northvale Korting Ltd* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.northvalekorting.co.uk/norval/>
- [12] Duckbill Check Valves. *Cla-Val* [online]. 2013 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: http://www.cla-val.com/documents/pdf/B-Duckbill_Check_Valve.pdf
- [13] A.R.D. THORLEY. --. *Fluid transients in pipeline systems: a guide to the control and suppression of fluid transients in liquids in closed conduits*. Barnet, England: D, 1991. ISBN 978-095-1783-009.